

工學碩士 學位論文

油壓 쇠임식 커플링 設計
自動化에 관한 研究

*A Study on the Design Automation
for the Hydraulically Pressed Coupling*

指導教授 金 正 烈

2008 年 2 月

韓國海洋大學校 大學院

機關시스템工學科

張 泰 奎

목 차

<i>List of tables</i>	iii
<i>List of figures</i>	iv
<i>Abstract</i>	vi
제 1 장 서 론	1
1.1 연구의 배경 및 필요성	1
1.2 연구의 목표	3
1.3 연구 내용	4
제 2 장 설계자동화 시스템 설계	5
2.1 설계방정식에 의한 해법	5
2.2 기존의 설계과정	6
2.3 커플링 설계자동화 시스템의 설계공리 적용	8
2.4 설계자동화 시스템 개발 선결사항	9
제 3 장 커플링 설계자동화 시스템 구성	12
3.1 설계자동화에 적용할 소프트웨어 선정	12
3.2 설계자동화 시스템 구성	13
3.3 사용자 입력창 설계	15
3.4 3D 모델링 및 도면 제작	24
3.5 유압 좌임식 커플링의 설계	27

제 4 장 커플링 <i>Layout</i> 3차원 형상설계	33
4.1 슬리브형 커플링 설계	33
4.2 커플링 사이징(sizing)	36
4.3 설계 자동화 결과물	40
제 5 장 결 론	54
참 고 문 헌	56
부 록	58
[A. "DSKS-XXX" Type](슬리브형 커플링)	59
[B. "DSKF-XXX" Type](플랜지형 커플링)	64

List of table

<i>Table 2.1</i>	Current design process and improving design goals	11
<i>Table 3.1</i>	Functional requirement of software for design automation	12
<i>Table 3.2</i>	Finally selected softwares for the design automation	14
<i>Table 3.3</i>	Material property for coupling	25
<i>Table 3.4</i>	Safety factor for application loads	26
<i>Table 4.1</i>	Input parameter for coupling design	37

List of figures

<i>Fig. 1.1</i>	Hydraulically pressed coupling	2
<i>Fig. 3.1</i>	Structure of the design automation system	13
<i>Fig. 3.2</i>	Model, View, Presenter diagram	15
<i>Fig. 3.3</i>	Main input window	17
<i>Fig. 3.4</i>	Data input window 1	18
<i>Fig. 3.5</i>	Data input window 2	19
<i>Fig. 3.6</i>	Material selection window	19
<i>Fig. 3.7</i>	BOM and drawing title block	24
<i>Fig. 3.8</i>	Table of material database for coupling	25
<i>Fig. 3.9</i>	DB table of safe factor for application loads	26
<i>Fig. 3.10</i>	Sleeve type coupling	27
<i>Fig. 3.11</i>	Flange type coupling	27
<i>Fig. 4.1</i>	Skeleton model	34
	(A) Skeleton model without dimensions	
	(B) Skeleton model with dimensions	

Fig. 4.2	Layout drawing	35
	(A) For sleeve type	
	(B) For flange type	
Fig. 4.3	Model parameter for flange type	36
Fig. 4.4	Result of design calculation	41
Fig. 4.5	Flange type hydraulically pressed coupling	42
Fig. 4.6	Assembly drawing for flange type coupling	43
Fig. 4.7	Detail drawing for outer sleeve	44
Fig. 4.8	Detail drawing for flange type sleeve	45
Fig. 4.9	Detail drawing for flange type coupling nut	46
Fig. 4.10	Detail drawing for flange type coupling gasket	47
Fig. 4.11	Sleeve type coupling 3D model	48
Fig. 4.12	Assembly drawing for sleeve type coupling	49
Fig. 4.13	Drawing of outer sleeve in sleeve type coupling	50
Fig. 4.14	Drawing of inner sleeve in sleeve type coupling	51
Fig. 4.15	Drawing of nut in sleeve type coupling	52
Fig. 4.16	Drawing of gasket in sleeve type coupling	53

*A Study on the Design Automation
for the Hydraulically Pressed Coupling*

Tae-Gyu, Jang

*Department of Marine System Engineering
Graduate School
Korea Maritime University*

Abstract

Engineering design is not easy to developing a new product in order to a customer requirements. The reason is why engineer have to prepare a lot of engineering data and a design reference to designing it. Finding out the design specification, design rules and selecting pertinent materials. Actually engineer have to spend a lot of time in none actual design work.

This thesis is focused on the design automation for the hydraulically pressed coupling design process, with a IT (Information Technology), for example standardize a material database and design rules, integrate design software and produce a detail product drawing.

There are many kind of the software exists to develop the new coupling system. One is good for design calculation, the other one

is good for design report. etc.

3D CAD system is good for making a 3D modeling and 2D detail drawings. The database S/W is very help for managing various engineering database and can share with other systems.

Used S/Ws are as follows.

3D CAD system	Pro/ENGINEER
Data Base	MS Access
Design and Engineering Calculation	Math CAD V4.0
Programming Language	Geometry handling : C, C++ Language GUI(Graphics User Interface) : wxPython Library
Design Report Generation	MS Excel
Data Interface Fformat	XML(Extended Markup Language)

This these is how effectively reduce the design time about 1/10 times then previous manual design and improving the design quality with appling the information technologies.

제 1 장 서 론

1.1 연구의 배경 및 필요성

전 세계기업을 경쟁상대로 경쟁하고 있는 현대의 기업들은 제품의 생명주기가 점점 짧아짐에 따라 신속한 제품 개발과 동시에 품질이 우수한 제품을 출시하기 위해 다양한 전략을 세우고 있다. 기업에서 생산한 제품이 시장에 출시되기까지 얼마나 빠르냐에 따라서 그 기업의 생존을 좌지우지하기도 한다. 제품의 생산기간 단축에는 제작 프로세스개선, 기계장비의 추가설치 혹은 M/H(Man Hour)를 추가 등이 있는데 거기에 비례하여 생산성 향상이 이루어지지 않고 한계에 부딪히게 된다. 즉 생산인력 및 장비를 두 배로 늘린다고 해서 제품의 생산량이 두 배로 늘어나지는 않는다. 제품의 생산과정에서의 납기 단축은 노력과 비용에 비해 그 효과는 그다지 크지는 않다.

그러나 기존의 수작업에 의한 반복적인 일들을 컴퓨터에 맡기게 하는 설계 자동화 시스템을 구축하는 경우 설계기간이 대폭 줄어들게 되므로 제품의 납기 및 원가절감에 상당한 기여를 하는 것이다.

또한 제품 설계기간이 줄어들음으로 인해 발생하는 잉여 인력은 컴퓨터가 처리하지 못하는 창조적인 일에 투입되어 기업의 경쟁력을 더욱 더 강화시키는 요인이 될 수 있다. 실제 미국 G.E(General Electric Power System)사의 경우 ASPL(Automated Steam Path Layout) 시스템을 개발 800~1,500 MW급 스팀 터빈(Steam Turbine)의 설계시간을 기존에 12~14 개월 걸려 설계하던 것을 단 4~6주로 단축, 불과 1/12 이라는 짧은 기간 만에 터빈을 설계하게 되었다. 또한 기존에는 스팀 터빈(Steam Turbine) 설계 분야에 경험이 풍부하고 많은 수의 설계기술자들에 의해 설계업무들이 극소수의 엔지니어와 경험이 많지 않은 엔지니어 몇 명만으로도 터빈상세설계 및 NC 데이터 생성, 자재정보 자동 산출이 가능하게 되었고, 이들이 설계한 스팀 터빈은 실무 경험이 많은 엔지니어들이 기존에 설계한 스팀 터빈 보다 오히려 훨씬 양질의 설계 오류 없

는 터빈설계 결과를 얻을 수 있게 되었다.

현재 국내외 대기업에서는 동종기업들과 가격 경쟁에서 이기기 위한 한 방법으로 하청업체에서 납품하는 제품의 납품단가와 더불어 납기를 지속적으로 줄이고 있다. 또한 하청업체에 물량은 증가시키고 총 지급금액은 같게 하여 하청업체의 물량은 늘어나되 이익이 줄어드는 형태로 바뀌고 있다. 이런 이유로 중소기업에서는 가공물량의 증가로 가공 기계를 추가 구입하여 갈수록 채산성이 떨어지게 되어 점점 더 어려운 기업운영을 하게 된다.

이러한 악순환의 연결고리를 끊게 하기 위해서는 제품의 설계에 몇 가지 설계에 필요한 데이터 입력만으로 오류 없는 설계를 할 수 있는 설계자동화 시스템을 연구하여 이에 대한 문제점을 해결할 수 있는 방안을 제시하고자 한다.

본 논문에서는 선박 추진축계 커플링용으로 사용되는 **Fig. 1.1 (A)**의 슬리브형과 **Fig. 1.1 (B)**의 플랜지형에 대해, 설계는 3차원 CAD시스템, 기술계산부분에는 실무에서 많이 사용하는 소프트웨어인 Math CAD를 활용하고, 기술계산 결과는 엑셀 스프레드시트 소프트웨어에서 표현할 수 있게 하였다. 즉 각 부분에 강점이 있는 소프트웨어를 활용, 연계함으로써 설계자가 최소의 데이터 입력만으로 자동 설계하는데 주안점을 두었다.

본 논문에서는 부품수가 몇 개 되지 않는 작은 제품이지만 다양한 IT 기술들을 적용할 수 있는 관계로 유압좌임식 커플링을 설계자동화 적용 대상으로 선정하였다.

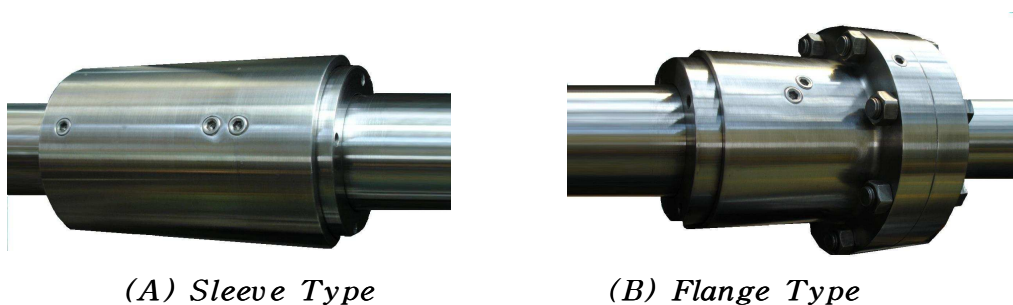


Fig. 1.1 *Hydraulically pressed coupling*

1.2 연구의 목표

유압좌임식 커플링의 설계자동화 최종 개발목표를 크게 나누면 다음과 같다.

(1) GUI (Graphic User Interface)

사용자 입력화면 : 엔지니어로부터 유압좌임식 커플링 설계에 필요한 설계 데이터를 입력받는 사용자 입력화면(User Interface)

(2) DATA BASE

유압좌임식 커플링에 사용하는 각 부품들의 인장강도, 탄성 및 기타 물리적, 화학적 물성치 데이터베이스

(3) 기술계산

커플링의 좌임력, 인장강도, 탄성 및 기타 물리적 강도, 슬리브의 테이퍼 각도, 작동유의 점성을 고려한 계산

(4) Geometry (3차원 CAD System)

기술계산에서 산출된 결과에 따라 3차원 형상화, 도면제작, 중량, 단면2차 모멘트, 질량관성모멘트, 자재정보를 산출하며 이 각각의 시스템들을 연계 하여 설계자동화 시스템 구축

따라서 설계에 필요한 일련의 사용자 화면 개발 프로그램, DATA BASE, 기술계산, 3D CAD시스템 모두를 활용한 설계자동화에 대한 연구인 관계로 상대적으로 이러한 부분에 대한 해결책을 연구하여 제시 한다. 이 분야는 종래의 부품소재산업에서 지식기반응용 분야이다, 따라서 다양한 실무경험과 컴퓨터 지식을 제조업에 IT를 접목, 실제적 연구를 통한 기존 제품설계 방식의 문제점들을 해결하고자 한다.

본 연구의 최종 목표는 커플링설계에 있어서 기존의 3일 정도의 설계기간과 검증시간을 거의 실시간(10분 이내)으로 설계 및 검증 기간을 가질 수 있도록 자동설계를 구현하는 것이다. 이 연구는 선체설계, 자동차, 화공압력탱크, 열교환기

환기, 항만 크레인, 담수 설비, 반도체 장비 설계 등에도 충분히 활용 가능한 지식을 제공하는 것이다.

1.3 연구 내용

최소의 노력으로 최대의 효과를 얻기 위한 설계자동화 시스템을 구축하기 위해 아래와 같이 연구를 추진하였다.

- (1) Graphic User Interface 에 대한 OOP (Object Oriented Programming Technologize) 적용 즉 M.V.P(Model, View, Presenter) 구조형태의 사용자 화면 프로그램 이용. 여기에 사용된 프로그래밍 언어는 공학도들이 쉽게 활용할 수 있고 무료로 사용할 수 있으며 접근하기 좋은 Python을 활용하는 방법에 대한 연구
- (2) 데이터 베이스에는 상용으로 많이 사용하는 Microsoft사의 Access를 활용하여 적용하는 방법 및 기타 무료로 사용할 수 있는 MySql 및 기타 ORACLE을 활용하는 방법에 대한 연구
- (3) 커플링 설계 수식에는 Math CAD를 활용하여 엔지니어가 기술계산식을 Design Report에 기술하는 것과 같이 Math CAD Sheet에 기술함으로써 설계과정을 알 수 있게 하는 방법에 대한 연구
- (4) 기술계산된 결과를 3차원 모델과 도면이 만들어지게 하는 Geometry 형성에 대한 방법 및 Top-Down Modeling(하향식 설계기법), Bottom-Up Modeling(상향식 설계기법)에 대한 적용에 대한 연구
- (5) 위의 4가지의 각각에 S/W를 서로 연동하게 하여 일괄적인 설계가 이루어지게 하는 것에 대한 연구를 하였다.

제 2 장 설계자동화 시스템 설계

본 연구에서 사용한 커플링 설계자동화 시스템은 아래의 참고문헌[1] Axiomatic Design Methodology(Suh, Complexity: Theory and Applications, Oxford University Press, 2005) 에서 제안한 공리 중 두 가지의 공리와 추론을 적용한다.

2.1 설계방정식에 의한 해법

설계는 기능적 영역의 FRs (Functional Requirements) 와 물리적 영역의 DPs (Design Parameters) 사이의 연관적 관계로 정의할 수 있다. 따라서 이 FRs 와 DPs 를 벡터로 취급하여 설계방정식을 다음과 같은 식으로 표현할 수 있다.

$$\{FR\} = [A]\{DP\} \quad (2.1)$$

여기서,

$\{FR\}$: 기능적 요구사항
 $\{DP\}$: 설계 파라미터
 $[A]$: 설계행렬

따라서, 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\sum FR_i = \sum_j A_{ij} DP_j \quad (2.2)$$

여기서

$$[A] = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & \cdots & A_{1n} \\ A_{21} & A_{22} & \cdots & A_{2n} \\ \vdots & \vdots & \cdots & \vdots \\ A_{n1} & A_{n2} & \cdots & A_{nn} \end{bmatrix} \quad (2.3)$$

$$A_{ij} = \frac{\partial FR_i}{\partial DP_j} \quad (2.4)$$

비선형의 경우에는 A_{ij} 는 FR_i 와 DP_j 의 값에 의해 달라진다. 따라서 식 (2.3)에서 대각 원소를 제외한 모든 원소를 0이라고 하면 독립적으로 설계값들이 유지될 수 있다. 즉 설계 값들이 비연관성을 가지므로 인해 문제가 간단히 해결될 수 있다. 설계시 설계 변수들 사이의 비연관성을 두어야 한다. 설계 정보의 최소화, 기능 요구의 최소화, 제약조건의 최소화를 염두에 두고 커플링 설계자동화 프로젝트를 시행한다.

2.2 기존의 설계과정

(1) 설계과정

- (a) 발주자로부터 견적이 들러오면, 이 견적은 영업담당자로부터 커플링 설계 엔지니어에게로 전달된다. 영업담당자는 제작기간과 제작비용에 관심이 매우 많으며 견적가격과 설계, 제작 가능한가에 대해서도 궁금하다. 엔지니어는 소재업체에 소재가격을 알아보고 또한 설계부분에 걸리는 설계 M/H, 설계검증 그리고 제작도면 작성에 걸리는 M/H를 산정한 후 원가를 결정한다.
- (b) 설계자는 최종 발주자로부터 받은 요구사항대로 설계를 하기 시작하는데 설계 사양을 정한 후 기술계산을 하고 그 계산 결과를 가지고 커플링 각 부분의 크기를 결정한 후 제작도면 작업에 들어간다.

(c) 설계 도중에 커플링의 탄성계수, 항복점 등의 재료 사양을 재료 표준 데이터북에서 찾아 커플링 각 부분에 가장 적당한 소재를 선택하여 계산한다. 만약 커플링의 설계가 강도상 적절하지 않을 경우에는 다시 소재에 대한 표준 데이터북을 찾아보고 또 다시 검증을 한 후 도면의 변경 혹은 재작업에 들어간다.

(d) 커플링 설계자와 제작도면 작성자가 동일인이 아닐 때는 설계 변경이 발생할 때마다 반복적인 도면 수정이 필요하다. 도면은 치수가 하나 바뀌어도 거기에 연관된 외형선, 중심선, 은선 등 모든 선들을 수정하여야 한다.

이러한 이유들로 인하여 기존의 설계방법보다 훨씬 더 효율적인 제작도면을 생성할 수 있는 방안을 찾아야 한다.

(2) 기존설계 방식의 문제점

상기 2.1 절에서 인지된 요구조건을 몇 가지로 정리하면 다음과 같다.

첫째, 설계기간이 길다.

둘째, 설계가 적절한지 아닌지 알기가 어렵다.

셋째, 두 사람이 작업하는 관계로 M/H 소모가 많다.

(3) 요구조건

FR1 : 설계오류 사전에 방지될 수 있도록 한다.

FR2 : 설계에 소요되는 시간을 2일에서 20분 이하로 한다.

FR3 : 한 사람의 인력만으로 설계 가능하게 한다.

제약조건 : 설계비용이 현재의 설계비용보다 절약 되어야 한다.

(4) 디자인 파라미터

DP1 : 설계입력 값에 따라 도면이 변경될 수 있는 CAD System 이 필요

DP2 : 설계 입력 값을 최소로 하고 편리하게 입력한다.

DP3 : 데이터베이스를 사용하여 저장된 DB를 바로 사용

2.3 커플링 설계자동화 시스템의 설계공리 적용

(1) 기능적 요구사항 (*Functional Requirements*)

- 공리 I 의 독립공리 : 기능적 독립유지
 - GUI, 기술계산, 데이터베이스, 3D CAD간의 독립을 유지하게 함으로써 상호간 느슨한(loose) 연결, 커플링 부품간의 기능 종속 최소화
- 공리 II 정보의 최소화
 - 입력데이터의 최소화 및 상호간의 Data 연계로 입력정보 최소화
 - 각 정보는 다른 시스템과 상호연계 가능하도록 XML Format 유지

(2) 추론(*Inference*) 적용

- 추론 I 적용
 - 연성설계의 비연성화: CAD 시스템 내에 기술계산 시스템의 프로그램이 포함 되어있는 것을 분리하여 기술계산식은 설계자가 직접 수정 혹은 추가할 수 있게 Math CAD(수식계산용 S/W)에 전달시킴
- 추론 IV 적용(표준화의 이용)
 - 소재특성 Data Base, Drawing Template, Drawing Format, BOM Table 등 표준 서식활용

2.4 설계자동화 시스템 개발 선결사항

(1) 표준화

(a) 제작도면 표준화

설계자동화의 결과물이 제작도면, 자재정보, 가격 등이므로 도면 포맷, BOM Table, Revision Table, 용접심볼, 가공기호 등의 표준화가 요구됨. 표준화된 도면 Template를 이용하여 설계자동화 결과물을 나타내어야만 설계자동화가 훨씬 수월하게 이루어지고 완성도가 높아질 수 있다.

(b) 설계표준 부품 및 재료 사양 DB

KS, JIS, ASTM, DIN 등과 같은 표준데이터 베이스를 구축하여 제품설계자가 설계 시 수시로 기계설계 도표 편람과 같은 설계관련 데이터북(Design Data Book)을 찾아볼 수밖에 없는데 이는 설계시간에 매우 많은 시간을 데이터를 찾는데 소비하게 된다.

따라서 설계 시간을 단축시키고 효율성 높은 설계자동화 시스템을 구축하기 위해서는 표준 데이터들을 데이터베이스화 하여 설계자동화 시스템에서 활용할 수 있어야 한다.

설계 표준 재료 및 사양에 대한 데이터베이스는 설계자동화 시스템을 확장할 수 있으면 여러 설계자들이 동시에 액세스하여 사용하므로 중복적인 불필요한 일들을 매우 줄일 수 있다.

(c) 설계에 필요한 기술계산식

제품 설계에는 많은 설계관련 기술계산식이 필요하다. 이 기술계산식들은 수작업에 의해 디자인 시트(Design Sheet)에 기록되고 탁상용 공학 계산기를 사용하여 기술계산이 행해진다. 이런 이유로 설계 시 많은 시간이 계산식을 만들고 계산하는데 소요됨과 동시에 휴먼에러를 일으켜 오류가 있는 제품 설계를 하는 경우가 많이 있다.

따라서 제품 설계자는 기술계산식에 대한 확신이 어렵고 많은 검증시간을 소모하게 된다. 이러한 기술계산식에 대한 오류를 방지하기 위해 설계에 필요한 설계 계산식들을 Math CAD와 같은 기술계산식을 계산할 수 있는 S/W를 활용 기술계산식들을 데이터베이스화 한 후 설계자동화 시스템에 연계한다.

기술계산식은 엔지니어가 수작업으로 Design Sheet에 기록하는 것과 같이 소프트웨어 Sheet 상에 기록함으로써 설계자는 설계관련 기술계산식을 육안으로 확인할 수 있고 계산도 동시에 이루어지게 한다.

(2) 3차원 설계

설계자동화 시스템 구축 시 3차원 설계를 기본으로 하여야 한다. 그 이유는 제품의 BOM Structure를 구성할 수 있으면 제품 제작도면 생성에서 매우 유리하기 때문이다. 제품의 제작도면은 외형선, 중심선, 은선, 은선 제거, 치수기입 등에서 강력한 3차원 CAD 시스템의 기능들을 활용할 수 있기 때문이다.

2차원 CAD를 활용한 설계자동화 시스템을 개발할 경우 모든 선에 대해 개발자가 고려하여 개발하여야 한다. 이러한 경우에는 프로그램의 로직이 변경될 경우 이때까지 개발했던 프로그램이 사용하지 못하는 경우가 되어버린다.

(3) 제품에 대한 개발자의 이해

설계자동화 시스템을 개발하기 위해서는 개발자는 그 제품에 대해서는 거의 전문가 수준이 되어야 한다. 직접 현업에서 종사하는 엔지니어는 한 가지 밖에 알지 못하므로 전체를 내다보지 못한다.

따라서 기존에 했던 설계 방식대로의 길로 방향을 제시한다. 이런 결과는 전혀 예기치 못했던 비합리적인 쪽으로 흘러가므로 개발자는 개발하고자 하는 품목에 대해서는 거의 전문가 수준이 되어야 한다.

그리고 엔지니어가 옆에서 로직을 수시로 지시한다는 개발 효율 면에서도 매우 떨어질 수밖에 없다.

(4) 커플링 설계자동화 시스템에 개선 및 요구조건

기존설계 기법에서 개선할 목표를 **Table 2.1** 과 같이 정리 하였으며, 이 표를 근간으로 해서 설계자동화의 목표 데이터로 활용하였다.

Table 2.1 *Current design process and improving design goals*

항 목	기존 설계	개선 목표	비 고
기술계산, 도면생성	기술계산과 설계 별도	통합하여 1인이 가능	통합 연계
도면작성	Auto CAD 에 의한 수작업	자동 설계도면 산출	프로그램화
소재 선정	소재편람 참조	DB 구성으로 선택	소재 DB화
도면 BOM란 작성		자동으로 입력	표준 TABLE DB
설계 M/H	소비 많음	대폭 감소	데이터 입력설계
설계변경 소요시간	설계변경 어려움	신속한 변경가능	계산, 도면 연계
설계 오류	개연성 높음	대폭 감소	3D 설계 및 프로그램화
CAE 활용	불가	CAE S/W 에서 활용 가능	3D Model 사용

제 3 장 커플링 설계자동화 시스템 구성

3.1 설계자동화에 적용할 소프트웨어 선정

소프트웨어 필요한 요구사항에 대한 내용은 *Table 3.1*과 같다.

Table 3.1 Functional requirements of software for design automation

항 목	요 구 사 항	선정 프로그램	선정 동기
프로그래밍 언어	1. 빠른 기간내에 개발이 가능 2. 프로그램의 속도가 고속 3. 호환성이 양호 4. 다양한 S/W들과 연계성 양호	1. 사용자 화면: Python 2. CAD연계: C, C++언어	1. Python은 프로그램 속도는 떨어지나 개발 속도가 빠르고 연계성이 우수 2. C,C++는 CAD API사용
CAD 시스템	1. 작업성이 용이 2. 매개변수 활용이 용이 3. 표준품 활용이 용이 4. 필요한 API를 제공하여 프로그래밍의 한계가 없어야 한다. 5. 사용하기가 용이 6. 기존 데이터를 활용 가능	Pro/ENGINEER	Pro/E는 실무에서 사용하고 있고 비교적 프로그래밍하기가 수월함
DATA 저장	1. DB 구축이 용이 2. 사용이 용이	MS Access	널리 사용되고 작은 시스템에 활용하기 좋음
데이터 인터페이스	1. 사람과 컴퓨터 양쪽 모두 판단하기 좋아야 한다.	XML 포맷	인간과 컴퓨터가 공히 알아보고 다루기 쉬움
기술계산	1. 수식이 일반 수학표현식과 동일 2. 수식계산 기능이 강력	Math CAD	수식표현이 일반 수학 표현과 같아 알아보기 좋음

3.2 설계자동화 시스템 구성

커플링 설계자동화 시스템은 **Fig. 3.1** 과 같이 크게 4 가지 부분으로 구성된다.

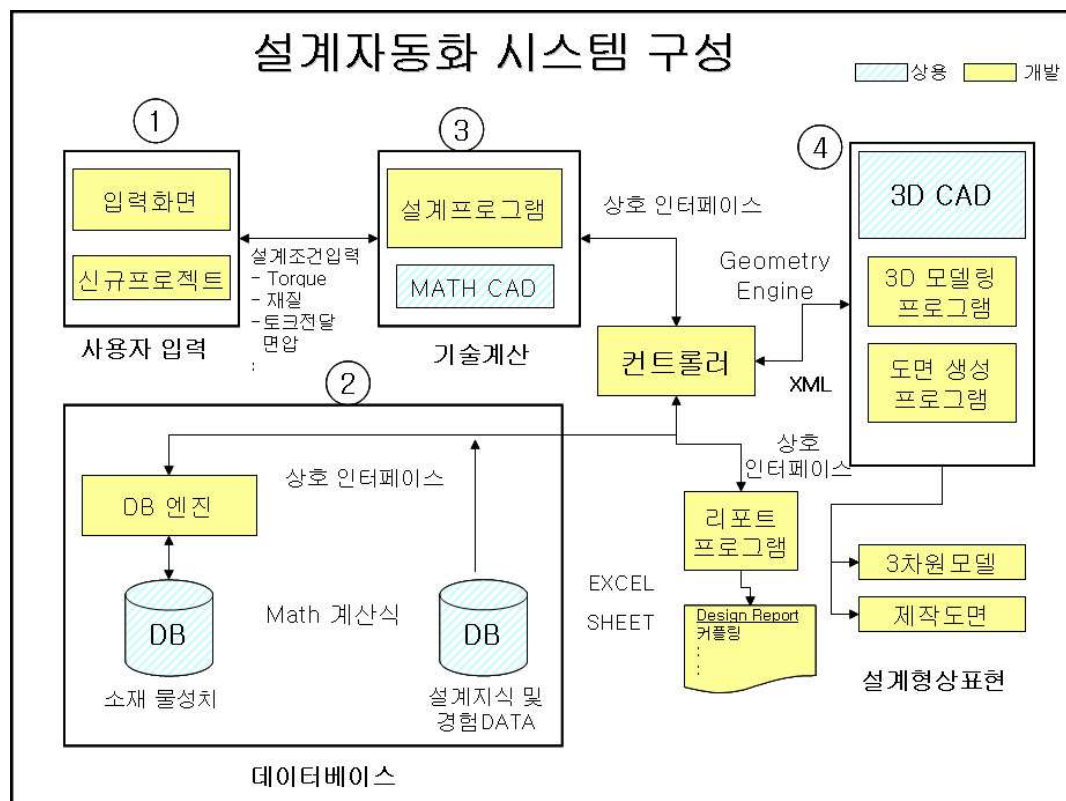


Fig. 3.1 Structure of the design automation system

(1) 구성요소 간 Data Interface

구성요소 간 Data Interface는 XML Data 형식을 따르게 하여 컴퓨터와 인간이 모두 쉽게 알아 볼 수 있게 함과 동시에 데이터 핸들링이 수월하도록 한다. 각 시스템을 컴포넌트화(부품화)하여 다른 소프트웨어로 교체하거나 끼워 넣을 수 있게 한다.

(2) 설계자동화 시스템 연구에 사용된 프로그래밍 언어 및 지식

설계자동화 시스템을 구축하기 위해서는 시스템을 구축하는 개발자가 그 분야 근무하는 전문가인 경우가 가장 좋으나 그렇지 못할 경우 개발자가 설계 분야에 거의 전문가 수준이 되어야 한다.

(3) 최종적으로 사용된 S/W 상세 내용

커플링 설계자동화 시스템에 사용하기 위한 소프트웨어를 검토한 결과 아래 **Table 3.2** 와 같이 선정하였다.

Table 3.2 Finally selected softwares for the design automation

CAD 시스템	Pro/ENGINEER Wildfire V 3.0
Data Base	MS Access 2003
기술계산	Math CAD V4.0
사용자 화면	Python V2.5 & wxPython V2.8.5
프로그래밍 언어	CAD Geometry Handling Language : C, C++(.Net 2003)
BOM(자재 정보 출력품)	MS Excel 2003
Data 호환	XML(Extended Markup Language)
상호 시스템간 Event 호환	COM(Component Object Model) 컴퓨터 시스템 메모리 공유

(4) 커플링 설계에 대한 사전 지식

- (a) 3.2.3 에서 열거한 각 소프트웨어 사용법 및 프로그래밍 기법
- (b) 커플링 설계에 관한 지식
- (c) 3D 모델링 및 도면 제작 기법
- (d) Layout Design (설계에 필요한 변수를 한곳에 모음과 동시에 2D도면 위에 입력함으로써 관련된 모델들이 변경되도록 하는 기법)
- (e) Skeleton Design : 하향식(Top-down)설계에 사용되는 기법

3.3 사용자 입력창 설계

사용자 입력창은 Python을 사용하고 GUI(Graphic User Interface) Library 인 wxPython을 사용하였다.

(1) UI(User Interface) 구성

사용자 입력창은 통상 상당히 복잡하므로 잘못 설계가 되면 스파게티 코드가 되어 추후 개선할 시 프로그램 코드 읽기가 매우 어렵게 되어 여기에 대한 대책이 필요하다. 따라서 프로그램 코드를 Axiomatic Design 공리 I에 의거 기능적으로 분리하여 설계하고 프로그램화 한다. 프로그램도 기계와 마찬가지로 부품으로 이루어져 있는데, 이 프로그램을 기능적으로 크게 3 가지로 분류해 보면 다음의 **Fig. 3.2** 와 같다.

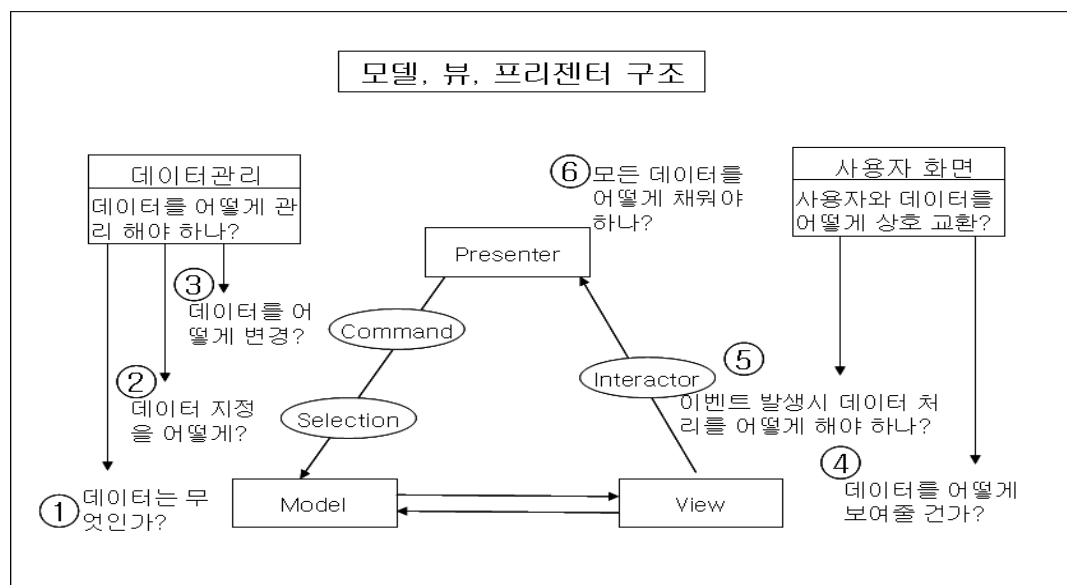


Fig. 3.2 Model, View and Presenter diagram

■ 모델 : 커플링 설계자동화 부분에 필요한 데이터들을 관리하는 부분으로서 소재 데이터베이스를 가지고 오거나 처리하는 부분이다. 또한 기술계산 부분을 맡는 Math CAD에 Data 계산을 의뢰하거나 가져오는 역할도 하게 된다. 즉 자동차의 연료탱크에 해당한다.

■ 뷰 : 커플링 설계에 필요한 데이터 정보들을 사용자에게 직접 보여주는 부분으로서 데이터 입력창이라 할 수 있다. 여기에서는 단지 화면의 틀만 보여줄 뿐 다른 역할은 하지 않는다. 자동차의 계기판에 해당하는 부분이다.

■ 프리젠퍼 : 전체적으로 이벤트의 중심이 되는 컴포넌트로서 사용자가 뷰를 통해서 입력되는 값들을 모델에 전달하거나 모델로부터 오는 데이터를 화면(뷰)에 뿌려주는 역할을 한다. 자동차의 CPU에 해당된다.

■ 인터렉터 : 각 시스템간의 이벤트 맵을 정의하는 것으로서 각 컴포넌트에 이벤트가 일어날 경우 해당하는 모듈의 특정한 메서드(함수)를 부르게 한다. 즉 이벤트가 발생할 때 프리젠퍼에 있는 해당 메서드(함수)를 부른다. 자동차의 엑셀레이터와 연결된 링크에 해당된다.

이와 같이 설계자동화 시스템 구성에 있어서 일반 기계 부품과 같이 각 컴포넌트 마다 각각 맡은 부분만 처리할 수 있게 하여 작동이 되게 한다. 이렇게 함으로써 프로그램의 변경, 추가, 교체 등에 유연하게 대처할 수 있게 사전에 대비하게 한다.

(2) 화면설계

커플링 설계의 주 화면은 **Fig. 3.3** 과 같다. 이 화면에서는 CUSTOMER, 설계하고자 하는 커플링 타입, 설계일자, 설계자정보가 들어가며 DATA 1, DATA 2에 설계에 필요한 데이터가 들어왔을 경우 DO IT 버튼이 눌러져 설계가 진행된다. 설계자는 기존의 설계방식과 완전히 다른 방식인 간단한 데이터 입력만으로 설계가 가능하게 된다.

그리고 여기에 사용된 입력 값들을 3D CAD Model 에 반영됨과 동시에 제작도면에도 입력이 됨으로써 설계자가 Data 입력을 도면에 추가적으로 입력하는 일을 매우 줄어들게 하였다. 또한 여기에 입력한 값들은 기술계산 프로그램인 Math CAD와 상호연동이 되어 입력 값을 Math CAD 에 전달하고 그 전달된 값들 중 화면에 채워져야 하는 값들은 다시 사용자 입력 화면에 자동입력이 되게 된다.



Fig. 3.3 Main input window

Fig. 3.4 의 화면에서는 커플링 설계에 필요한 Maximum Torque, 축의 외경, 중공축일 경우에는 외경 및 내경 각 부분에 대한 소재를 간단히 선택할 수 있다.

소재의 물성치와 화학적 성분은 MS Access 데이터베이스 형태로 존재하며 KS 규격을 사용하고 ASTM, JIS, DIN규격을 추가 할 수 있게 프로그램의 변

경 없이 DB의 변경, 추가만으로도 쉽게 구성할 수 있게 하였다.(Fig. 3.4, Fig. 3.5, Fig. 3.6)

사용자 입력 화면은 기술계산식과 같은 부분은 전혀 포함되어 있지 않고 오직 사용자와 시스템간의 연결 역할만 한다. 따라서 전문적인 전산에 대한 지식도 필요치 않게 구성되었다.

Label	Value	Unit
Tme engine maximum torque Tme :	2000	Nm
Maximum DSKS100 transmitting torque Tmax :	26001.0	Nm
Propeller thrust Pt :	12762.5	Nm
Safety coefficient Sc Tmax/Tme Sc :	2.889	
Friction coefficient f :	0.14	
Outer sleeve material :	204999999488.0	SCM440
Inner sleeve material :	204999999488.0	St52
Shaft material :	210000003072.0	GGG-60
Drive up length at the axis direction :	0.008	m
Out side diameter of hollow shaft.	0.1	m
Inside diameter of hollow shaft :	0.0	m

Fig. 3.4 Data input window 1

Coupling Automatic Design System

MAIN DATA 1 DATA 2

DESIGN DATA 2

Gap between shaft and inner sleeve λ : 3.54e-005 m

Poisson ratio for steel μ : 0.29

Taper factor for conic surfaces k : 0.0125

Average outside diameter of the inner sleeve d : 0.115 m

Inside diameter of the outer sleeve D_{oin} : 0.115 m

Inside diameter of outer sleeve $d_{ii} = d$: 0.1 m

Thickness of the inner sleeve wall in the middle : 0.0094 m

Contact pressure on outside surface of the Inner sleeve to transfer T_{max} p_{isok} : 83770000 Pa

Contact length of inside cylindrical of the outer sleeve L : 0.106723069895 m

Out side diameter of the nut. D_{nuto} : 0.14 m

Inside diameter of the nut i : 0.111 m

<<< >>>

Fig. 3.5 Data input window 2

Material

MATERIAL	AX_DIR_L	YIELD_S...	TENSILE...	DUCT_EL	POISSIO...	
42CrMo4		52.0	75.0	0.0	0.0	0
GGG-60		38.70000...	61.20000...	0.0	0.0	0
SCM440		83.40000...	24999999...	30.0	0.300000...	7
SF590A		29.5	24999999...	30.0	0.300000...	7
SF590B		36.0	24999999...	30.0	0.300000...	7
St52		38.70000...	50.0	0.0	0.0	0

< >

OK Exit

Fig. 3.6 Material selection window

(3) 프로그램 스트럭처

(가) cplg_dgn.py : 화면을 구성하는 프로그램

(a) cplg_interactor.py : 사용자로부터 입력을 받으면 그때에 일어나는 이벤트를 mapping 해 주는 역할을 하는 프로그램 모듈

(b) cplg_view.py : 화면에 보여주는 역할을 하는 창 모듈

(i) page1.py : 첫 번째 입력화면 모듈

(ii) page2.py : 두 번째 입력화면 모듈

(iii) page3.py : 세 번째 입력화면 모듈

(iv) matr_page.py : 사용자로 하여금 설계에 필요한 재질정보를 선택하게끔 하는 입력 모듈

(c) cplg_model.py : 커플링 설계자동화 시스템에서 설계를 하기 위한 데이터를 제공하는 모듈로서 Math CAD, Pro/E, DB등의 실제 데이터 모듈

※ SharedMemory : CAD와 상호 작용을 하기 위해 시스템의 특정한 메모리를 지정하고 그 메모리를 활용하여 여러 프로그램에서 공유하게 하는 프로그램 모듈

(d) cplg_presenter.py : View 에 프리젠테이션을 할 수 있게 하는 프로그램 모듈

화면을 구성하는 프로그램은 이상과 같이 크게 4가지 모듈로서 구성되어 있는데, 위와 같이 구성하는 방식을 MVP(Model, View, Presentation)기법이라고 한다. 화면에 보여지는 창은 XML 형식을 사용하여 다양한 언어에도 적용 할 수 있게 하였다.

(나) 위에서 각 모듈별 클래스 다이어그램은 아래와 같다.

(a) Model 모듈 클래스 다이어그램 : Math CAD에 필요한 데이터들을 제공하거나 혹은 Math CAD에서 계산된 값들을 Excel로 만든 기술계산 리포트 폼에 채워 넣는 모듈

Model (object)	
initModel(self)	Math CAD, Excel Load
setCplgType(self, cplg_type)	커플링 타입 지정
getMessage(self)	메시지를 받기 위한 메서드
sendMessage(self, message)	CAD로 메시지를 보냄
endModule(self)	Math CAD, Excel 종료
openMathCadWS(self)	Math CAD Worksheet Open
setInputData(self, input_data)	input화면에 데이터 제공
getMathCadResult(self)	Math CAD의 결과 데이터 가져옴
exitMathCad(result)	Math CAD 종료
genSleeveDgnReport(self)	슬리브형 커플링 계산서 작성

- 공유메모리 사용 모듈 클래스 다이어그램 : 이중 시스템 즉 CAD와 화면 입력 프로그램과 상호 이벤트를 전달하기 위해 컴퓨터의 특정 메모리 지역을 할당 공유하기 위한 모듈

SharedMem (objec)	
__init__(self)	메모리공간 Open
getMessage(self)	메세지를 실제 받는 역할
sendMessage(self, cmd_msg)	메세지를 CAD에 전달
closeSharedMem(self)	공유 메모리 닫음

- 재질 DB 디스플레이 모듈 클래스 다이어그램 : 그리드 형태의 화면을 생성

VirtualListCtrl (wx.ListCtrl)	
__init__(self, parent, dataSource)	재질화면 생성
DocCacheItem(self, evt)	
OnGetItemText(self, item, col)	특정한 셀의 데이터를 가져옴
OnGetItemAttr(self, item)	
OnGetItemImage(self, item)	
OnItemSelected(self, evt)	특정한 셀이 선택되었을 경우
getSelectedMaterial(self)	선택된 부분의 소재데이터 가져옴
add_material(self, key, value)	소재 리스트를 만듦

■ 다이얼로그 박스에서 재질을 선택하기 위한 클래스

MtrDialog (wx.Dialog)	
__init__(self, data_source, user, pwd)	
getMaterial(self)	Material을 가져옴
print_material(self)	

■ 커플링의 재질 데이터를 가져온 후 화면에 그 데이터를 제공하는 모듈

DBConn (object)	
__init__(self, data_source, user, pwd, mdw=None)	
Update(self, DBNname)	GetCount(self)
GetRow(self)	GetItem(self, index)
GetColumnHeader(self)	UpdateCache(self, start, end)

■ 엔지니어링 계산모듈과 CAD 모듈간에 Data 호환을 하기 위한 XML Format 데이터 생성 모듈

GenXmlData (object)	
__init__(self)	
createRootNode(self, element)	writeData(self, param, value, attr='')
appendNode(self, elem_name)	writeXml(self, name)

(b) View 모듈 클래스 다이어그램

CplgWindow (wx.Frame)	
__init__(self)	
setNextTabFocus(self)	getDSN(self, data_source, user, passwd)
setPrevTabFocus(self)	createMtrDlg(self)
setCplgHighlite(self)	start(self)
getSelMaterial(self)	end(self)

(c) Presenter 모듈 클래스 다이어그램 : 모델에서 생성된 데이터를 화면에 보내어 디스플레이 시키거나 화면에 입력된 데이터를 모델에 전달하는 역할

Presenter (object)	
__init__(self, model, view, interactor)	
initView(self)	getMaterial(self)
nextPage(self)	sendMessage(self)
prevPage(self)	setUiDataToMathCad(self)
setCplgType(self, xmcd)	getInputData(self)
setOutSlvMtr(self)	addInputData(self, label, val)
setInSlvMtr(self)	exitSharedMem(self)
setShaftMtr(self)	exitMathCad(self)
getMtrElastModulus(self)	genSleeveDgnReport(self)

(d) Interactor 모듈 클래스 다이어그램 : 설계자가 화면에 입력하는 종류에 따라 프리젠티에 전달하는 역할을 하는 모듈

CplgInteractor(object)	
Install(self, presenter, view)	
OnNextBtn(self, evt)	OnShaftMtr(self, evt)
OnPrevBtn(self, evt)	OnOkBtn(self, evt)
OnTypeBtn(self, evt)	OnCalcBtn(self, evt)
OnOutSlvMatr(self, evt)	OnCancelBbtn(self, evt)
OnInSlvMtr(self, evt)	OnExitBtn(self, evt)

(e) Design Report 생성모듈 Class Diagram : 기술 계산된 결과를 Excel의 특정 지점에 자동 입력 되게 하는 모듈

Design Report	
__init__(self)	getValue(self, col, row)
openBook(self, file_name=None)	setValue(self, col, row, value)
openSheet(self, sheet_name)	exitExcel(self)

이와 같이 여러 가지 프로그램 모듈을 구성하여 각 모듈별로 특정 역할을 할 수 있게 기계부품과 같은 기능을 하게한다.

3.4 3D 모델링 및 도면 제작

(1) BOM란 생성

3D 모델링 및 도면제작은 유압좌임식 커플링 표준 모델 및 도면을 미리 만들어 놓고 프로그램 실행 시 그것들을 복사하여 모델 레이아웃 파라미터들을 변경시켜 원하는 모델로 만든다. 도면에서 필요로 하는 포맷, 자재란(BOM Table), 표준 주기(Note)는 매개변수를 사용하여 도면에 입력 시 자동으로 입력되도록 한다. 이렇게 변수화 시키면 도면 생성 시 자동으로 표재란 및 자재정보란(BOM Table)이 **Fig. 3.7** 과 같이 채워진다.


TOTALS										&ASM.MBR.WEIGHT: []		&model_name
&asm.mbr.title		&asm.mbr.m		&asm.mbr.p		&asm.mbr.p		&asm.mbr.p		&asm.mbr.spec		
No.	TITLE		MATERIAL		DESCRIPTION		Q'TY	UNIT	TOTAL	REMARK		
								WT.(Kg)				
Designed		Checked	Approved		Date		UNIT	Scale	SIZE	PROJ		
&designed_by				&today's_date		MM	&scale	&format				
				TITLE		&Title						
				DWG NAME		&dwg_name				Rev. Sheet		
						&curr				&sys.sheet / &total		

Fig. 3.7 BOM and drawing title block

(2) 유압 좌임식 커플링용 소재 데이터베이스

유압 좌임식 커플링의 소재는 VA Tech 에서 사용하고 있는 소재 및 (주)디에스케이에서 발굴한 대체 소재에 대한 물성치는 **Table 3.3** 과 같고, 이 소재에 대한 자료를 데이터 베이스화하면 **Fig. 3.8** 과 같다.

또한, 프로펠러 샤프트의 구동 동력에 따른 안전계수는 **Table 3.4** 와 같고, 이 안전계수에 내용을 데이터베이스화하면 **Fig. 3.9** 와 같다.

Table 3.3 Material property for coupling

부품명	VA TECH GmbH (독일) 제품					대체소재	
	적용규격	소재종류	기계적 성질			적용규격	소재종류
			항복강도 (N/m ²)	인장강도 (N/m ²)	연신율 (%)		
슬리브	DIN 17200	42CrMo4	5.96E-4	7.35E-4	14	KS D 3711	SCM440
부싱	DIN 2391/2	St 52	3.793E-4	4.9E-4 - 6.292E-4	23	KS D 3517	STKM19A
플랜지	DIN 1693	GGG-60	3.793E-4	6.0E-4	-	KS D 4302	GCD 60

Microsoft Access

파일(F) 편집(E) 보기(V) 삽입(I) 서식(Q) 레코드(B) 도구(T) 창(W) 도움말(H) Adobe PDF(B)

PROPERTY : 테이블

	YIELD_STRENGTH	TENSILE_STRENGTH	DUCT_EL	POISSONS_RA	DENSITY	YOUNG_MODULUS	HB
	52.00	75	0	0	0	2110000	
	38.70	61.2	0	0	0	2110000	
	83.40	2.5E+11	30	0.3	7800	2110000	
	29.50	2.5E+11	30	0.3	7800	2110000	
	36.00	2.5E+11	30	0.3	7800	2110000	
	38.70	50	0	0	0	2110000	
*	0.00	0	0	0	0	0	

레코드: 4 전체: 6

material : 데이터베이스 (Access 2002 - 2003 파일 형...)

열기(O) 디자인(D) 새로 만들기(N) X

개체

테이블

쿼리

디자인 보기에서 새 테이블 만들기
마법사를 사용하여 테이블 만들기
데이터를 입력하여 테이블 만들기

데이터시트 보기

NUM

Fig. 3.8 Table of material database for coupling

Table 3.4 Safety factor for application loads

동력원의 형태	기계 구동부하의 종류		
	일정한 부하	보통 충격부하	중 충격부하
동력원의 유형	원심력 펌프 송풍기 경 컨베이어 터보 압축기 교반기	피스톤 펌프 소형 피스톤 펌프 절삭기 나무 공작기계 Packeting 기계	프레스 드로우 벤치 플랜 머신 대형피스톤압축기
전기 모터, 터빈	2.00 ~ 2.50	2.25 ~ 2.50	2.50 ~ 2.75
다기통 피스톤엔진	2.25 ~ 2.50	2.50 ~ 2.75	2.75 ~ 3.00
단기통 피스톤엔진	2.75 ~ 3.00	3.00 ~ 3.25	3.25 ~ 4.00

ID	power	const_load	med_load	hvy_load
1	motor, turbine	2,00-2,50	2,25-2,50	2,50-2,75
2	multi piston eng	2,25-2,5	2,50-2,75	2,75-3,0
3	single piston en	2,75-3,0	3,0-3,25	3,25-4,0

Fig 3.9 DB table of safety factor for application loads

3.3 절과 3.4 절의 작업으로서 화면 설계 및 데이터베이스 설계와 프로그램을 개발을 종료하였고, 다음의 3.5 절에서는 유압회임식 커플링의 기술계산으로서 설계검증을 한다.

3.5 유압 죄임식 커플링의 설계

유압 죄임식 커플링은 주로 슬리브형과 플랜지형이 이용되고 있으며, 설계 수순은 다음과 같다.(Fig. 1.1, Fig. 3.10, Fig. 3.11 참조)

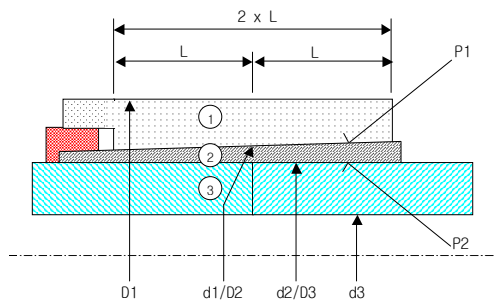


Fig. 3.10 Sleeve type coupling

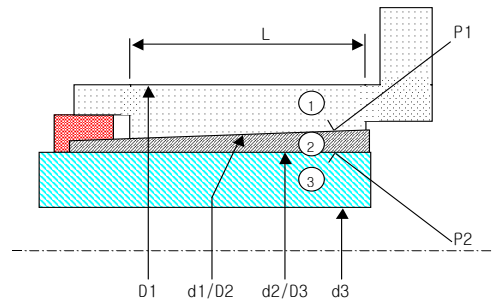


Fig. 3.11 Flange type coupling

(1) 축 토크

$$T_m = \frac{102 \times \text{SHP} \times 60}{2\pi N} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (3.1)$$

여기서, SHP : 축동력 [kW], N : 축의 분당 회전수 [rpm] 이다.

(2) 안전계수를 고려한 원추형 부싱 ②와 중공축 ③사이의 접촉압력

$$P_2 = C_{SF} \times \sqrt{P_{21}^2 + P_{22}^2} \quad [\text{N/m}^2] \quad (3.2)$$

여기서,

C_{SF} : Table 3.3 에서 주어지는 안전계수

P_{21} : 토크 전달을 위하여 필요한 접촉압력

P_{22} : 추력 전달을 위하여 필요한 접촉압력

$$P_{21} = \frac{2 T_m}{\mu \pi D_2^2 L} \quad [\text{N/m}^2] \quad (3.3)$$

$$P_{22} = \frac{F_T}{\mu \pi D_2 L} \quad [\text{N/m}^2] \quad (3.4)$$

T_m : 식 (3.1)에서 주어지는 정상 최대출력 토크

μ : 마찰계수

F_T : 다음의 식 (3.5)로 주어지는 프로펠러 총추력

$$F_T = \frac{60 \times 60 \times \text{EHP}}{185.2 V(1-t)} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (3.5)$$

EHP : 유효동력 [kW], V : 선박의 속도 [knot], t : 추력 감소계수

- (3) 부상 ②와 중공축 ③ 사이에 필요한 간극 δ_{23} 는 다음과 같다. 단, 이 때 슬리브 ①과 원추형 부상 ②는 일체라고 간주한다.

$$\delta_{23} = \frac{P_2 d_2}{E} \times \left\{ \frac{1 + \left(\frac{d_2}{D_1} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_2}{D_1} \right)^2} + \frac{1 + \left(\frac{d_3}{D_3} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_3}{D_3} \right)^2} \right\} + C_R \quad [\text{m}] \quad (3.6)$$

여기서,

C_R : 원추형 부상 ②와 중공축 ③사이의 조립 간극(mounting clearance)

E : 종탄성계수

- (4) 상기 (3)번의 δ_{23} 가 원추형 부상 ②의 내경 d_2 와 ③의 외경 D_3 가 동일하게 되어 소멸할 때 원추형 슬리브 ①과 원추형 부상 ②의 접촉압력은 다음과 같다.

$$P_{11} = \delta_{23} E \frac{1 - \left(\frac{d_2}{D_2}\right)^2}{2D_2 \left(\frac{d_2}{D_2}\right)} \quad [\text{N/m}^2] \quad (3.7)$$

(5) 상기 (4)번의 P_{11} 으로 인한 원추형 슬리브 ①과 원추형 부싱 ②의 팽창 δ_1 은

$$\delta_1 = \frac{P_{11} D_2}{E} \times \left\{ \frac{1 + \left(\frac{d_1}{D_1}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{D_1}\right)^2} + \frac{1 + \left(\frac{d_2}{D_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_2}{D_2}\right)^2} \right\} \quad [\text{m}] \quad (3.8)$$

(6) 유압 죄임식 커플링 조립 시 축 방향으로 이동거리는 다음과 같다.

$$l_a = (\delta_1 + 8l_s) r_T \quad [\text{m}] \quad (3.9)$$

여기서, l_s 는 접촉압력에 의한 면의 압축간극이고, r_T 는 테이퍼 비이다.

(7) 유압 죄임식 커플링이 결합된 상태에서 접촉압력 P_2 에 의해 원추형 슬리브 ①과 원추형 부싱 ②사이에는 다음과 같은 반경응력이 발생하는데, 이 응력은 접촉압력과 동일하다.

$$P_{12} = \frac{P_2 \left\{ \left(\frac{D_1}{d_1}\right)^2 - 1 \right\}}{\left(\frac{D_1}{d_2}\right)^2 - 1} \quad [\text{N/m}^2] \quad (3.10)$$

(8) 따라서 슬리브 ①과 원추형 부싱 ②사이의 접촉압력

$$P_1 = P_{11} + P_{12} \quad [\text{N/m}^2] \quad (3.11)$$

(9) 밀어 올리는 힘은

$$F_{DUP} = \pi d_1 P_1 L \left(\frac{1}{2r_T} + \mu_{DUP} \right) \quad [\text{N}] \quad (3.12)$$

μ_{DUP} 는 마찰계수이다.

(10) 밀어 올리는 압력 P_{DUP} 는

$$P_{DUP} = \frac{4F_{DUP}}{\pi (D_N^2 - D_{BC}^2)} \quad [\text{N/m}^2] \quad (3.13)$$

(11) 원추형 슬리브 ①의 외경 팽창량 δ_{SL} 은 다음과 같다.

$$\delta_{SL} = \frac{2P_1 d_1 \left(\frac{d_1}{D_1} \right)}{E \left\{ 1 - \left(\frac{d_1}{D_1} \right)^2 \right\}} \quad [\text{m}] \quad (3.14)$$

(12) 비틀림 전단응력 $\tau(k)$ 는

$$\tau(k) = k \times \frac{16 T_m}{\pi (D_1^4 - d_3^4)} \quad [\text{N/m}^2] \quad (3.15)$$

여기서, $k = d_1, D_1, d_2, D_2, d_3, D_3$ 이다.

(13) 프로펠러 추력에 의한 응력 σ_{TH} 는

$$\sigma_{TH} = - \frac{4F_T}{\pi (D_1^2 - d_3^2)} \quad [\text{N/m}^2] \quad (3.16)$$

$$\sigma_y = \sigma_{TH} \quad (3.17)$$

(14) 각 부분에 있어서 반경방향과 접선방향의 응력은 다음과 같다.

(i) 반경방향 응력 σ_r [N/m²]

$$\begin{aligned}\sigma_r(D_1) &= 0, & \sigma_r(d_1) &= -P_1, & \sigma_r(D_2) &= -P_1 \\ \sigma_r(d_2) &= -P_2, & \sigma_r(D_3) &= -P_2, & \sigma_r(d_3) &= 0\end{aligned}\quad (3.18)$$

여기서, P_1 은 상기 (8)의 식 (3.11)이고, P_2 는 상기 (2)의 식 (3.2)이다.

(ii) 접선방향 응력 σ_t [N/m²]

$$\begin{aligned}\sigma_t(D_1) &= \frac{2P_1}{\left(\frac{D_1}{d_1}\right)^2 - 1}, & \sigma_t(d_1) &= P_1 \frac{\left(\frac{D_1}{d_1}\right)^2 + 1}{\left(\frac{D_1}{d_1}\right)^2 - 1} \\ \sigma_t(D_2) &= \frac{2P_2 - P_1 \left\{ \left(\frac{D_2}{d_2}\right)^2 + 1 \right\}}{\left(\frac{D_2}{d_2}\right)^2 - 1}, \\ \sigma_t(d_2) &= \frac{P_2 \left\{ \left(\frac{D_2}{d_2}\right)^2 + 1 \right\} - 2P_1 \left(\frac{D_2}{d_2}\right)^2}{\left(\frac{D_2}{d_2}\right)^2 - 1} \\ \sigma_t(D_3) &= -P_2 \frac{\left(\frac{D_3}{d_3}\right)^2 + 1}{\left(\frac{D_3}{d_3}\right)^2 - 1}, & \sigma_t(d_3) &= -2P_2 \frac{\left(\frac{D_3}{d_3}\right)^2}{\left(\frac{D_3}{d_3}\right)^2 - 1}\end{aligned}\quad (3.19)$$

(15) 합성응력 [N/m²]

상기 (14)의 반경방향과 접선방향 응력을 합성한 응력은 다음과 같다.

$$\sigma_{1,2}(k) = \frac{\sigma_t(k) + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\frac{\sigma_t(k) - \sigma_{TH}}{2} + \tau^2(k)} \quad (3.20)$$

$$\sigma_V(k) = \left[\frac{\{\sigma_1(k) - \sigma_2(k)\}^2 + \{\sigma_2(k) - \sigma_r(k)\}^2 + \{\sigma_r(k) - \sigma_1(k)\}^2}{2} \right]^{1/2} \quad (3.21)$$

여기서, $k = d_1, D_1, d_2, D_2, d_3, D_3$ 이고, 첨자 1, 2 는 (+, -) 와 부호동순이며, (+) 는 인장응력, (-) 는 압축응력을 가리킨다.

(16) 커플링 바로 뒷부분에 있는 축에 미치는 응력, 즉 전단응력 τ_B , 반경방향 응력 σ_{rB} , 접선방향 응력 σ_{tB} 및 추력에 의해 이 부분에 발생하는 응력 σ_{TH} 는 각각 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \tau_{oB} &= \frac{16 T_m D_B}{\pi (D_B^4 - d_B^4)} , \quad \tau_{iB} = \frac{16 T_m d_B}{\pi (D_B^4 - d_B^4)} , \quad \sigma_{roB} = \sigma_r(D_3) \\ \sigma_{riB} &= 0 , \quad \sigma_{toB} = \sigma_t(D_3) , \quad \sigma_{tiB} = \sigma_t(d_3) , \quad \sigma_{TH} = - \frac{4 F_T}{\pi (D_B^2 - d_B^2)} \end{aligned} \quad (3.22)$$

여기서, 첨자 o 와 i 는 각각 중공축의 외경부분과 내경부분을 가리킨다.

(17) 굽힘 응력이 발생하는 부분에 있어서 인장부분을 $+\sigma_b$, 압축부분을 $-\sigma_b$ 로 분리하여

$$\sigma_y = \sigma_b + \sigma_{TH} \quad (3.23)$$

라 놓고, 합성응력을 구하면 (15)의 식 (3.20) 과 식 (3.21) 과 같다.

제 4 장 커플링 *Layout* 3차원 형상설계

4.1 슬리브형 커플링 설계

(1) 스켈레톤(*Skeleton*) 모델

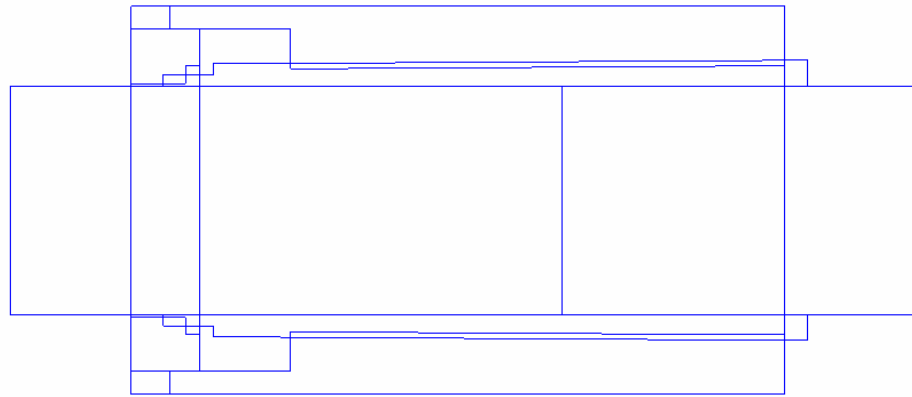
커플링 어셈블리 모델은 커플링 각 부품들과 연관성이 있는 부분들을 공유할 수 있는 **Fig. 4.1 (A)**와 같은 스켈레톤 모델을 사용하였다. 스켈레톤 모델은 하위 서브어셈블리 모델에서 필요한 부분(Surface, Curve, Datum)을 복사하여 모델을 형성하게 되어 전체 3D모델이 만들어진 후 스켈레톤 모델의 치수가 변경되면 자동적으로 연관되는 모든 하부 모델들의 치수가 바뀌게 된다. 이 주요치수는 **Fig. 4.1 (B)**와 같다.

스켈레톤 모델을 사용하는 가장 큰 장점은 스켈레톤에서 치수를 변경하면 자동적으로 관련된 모델들의 치수가 바뀌게 되어 각각의 파트를 수정할 필요가 없다는 것이다. 따라서 설계변경 시 설계 오류가 대폭 감소하고 간섭방지가 된다는 점이다.

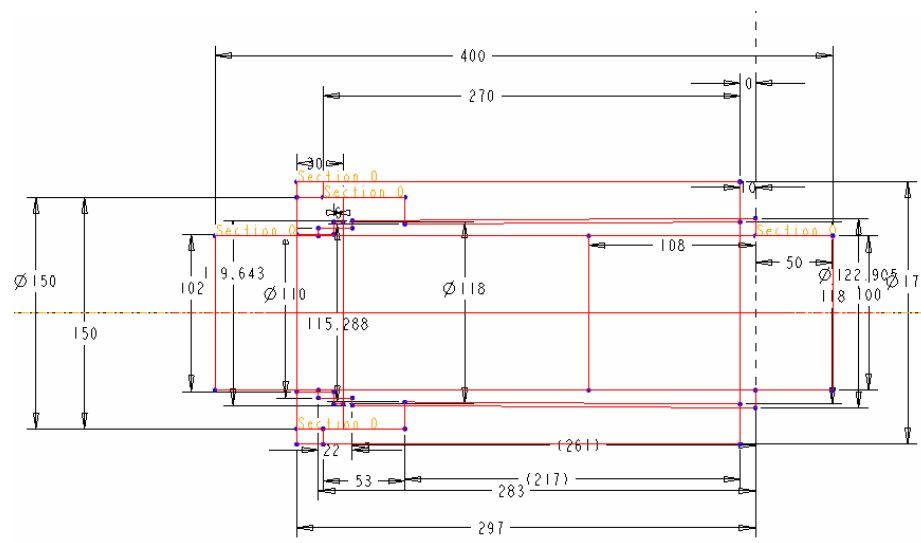
(2) 레이아웃 도면 [**Fig. 4.2 (A), (B)**]

커플링 설계를 하기 위해서 커플링 설계에 필요한 데이터들을 한곳에 집중시켜 관리하여 매개 변수값 들의 누락, 수정이 용이하게 할 필요가 있다. 이 데이터들은 CAD System의 API(Application Programming Interface)에 의해 3장에서 기술한 계산식들은 Math CAD에서 계산되어지며 각 부품들에 대한 치수들은 자동으로 3D 모델 형상에 반영된다.

Fig. 4.2 (A)는 슬리브형 커플링의 레이아웃도면이며 **Fig. 4.2 (B)**는 플랜지형 레이아웃도면이다. 이 각각의 레이아웃도면에서 변경되는 설계변수들은 스켈레톤 모델과 연계가 되어있어 스켈레톤의 치수를 변경되게 하고 다시 이 치수들은 커플링 모델에서 참조하여 사용하였으므로 커플링의 각 설계 변수값들이 자동 반영되는 것이다.

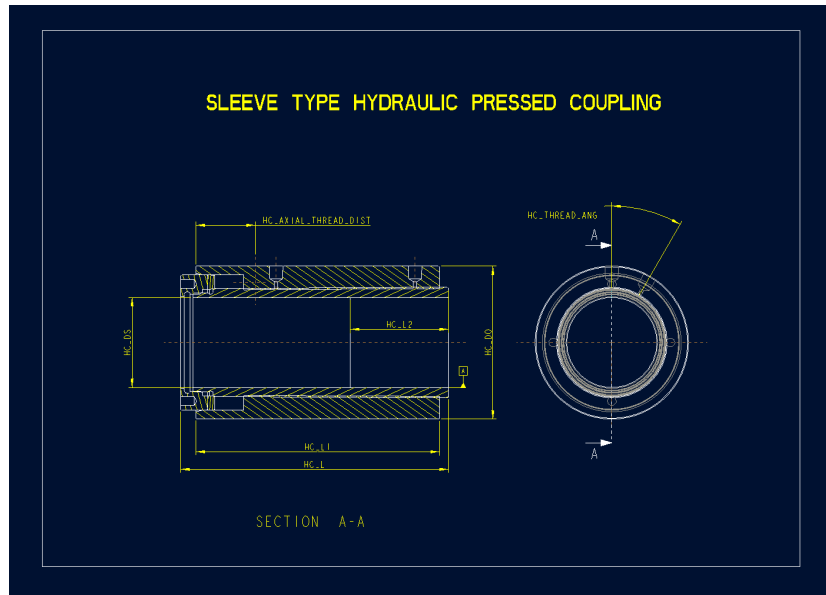


(A) Skeleton model without dimensions

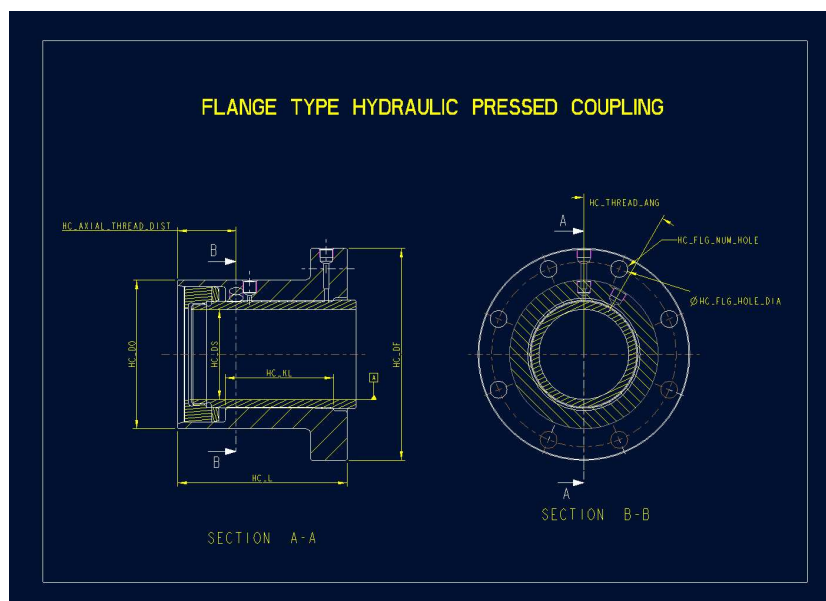


(B) Skeleton model with dimensions

Fig. 4.1 Skeleton model



(A) For sleeve type



(B) For flange type

Fig. 4.2 Layout drawings

레이아웃 도면은 치수의 형태가 변하는 것이 아니라 다만 매개변수의 값만 바뀌며 이 값들이 3D 모델에 반영된다.(Fig. 4.3)

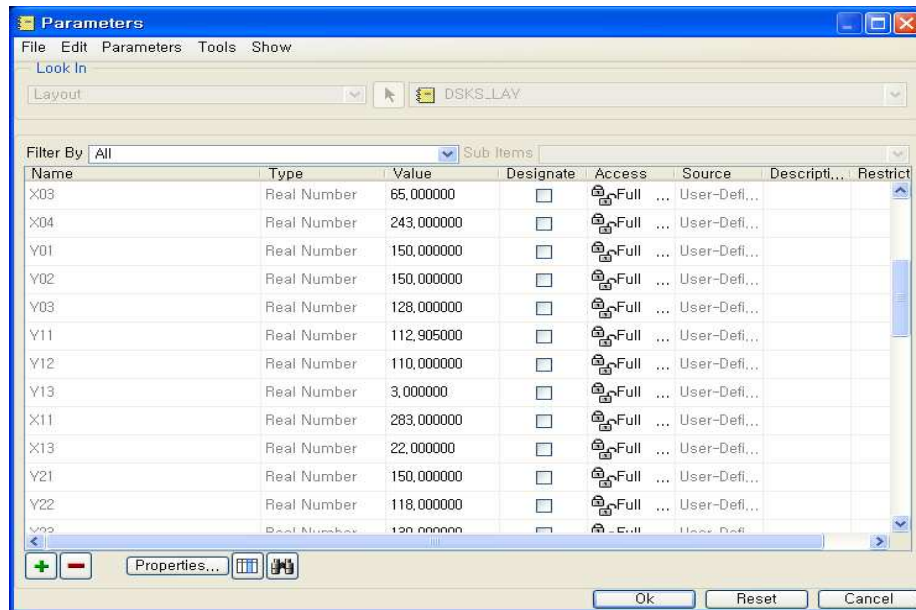


Fig. 4.3 Model parameter for flange type

(3) 재질 정보 반영

커플링 설계 기술계산에 사용된 제품재질은 XML파일 형태로 만들어진 후 Pro/E API 프로그램에서 재질에 대한 속성 값 즉 탄성계수, 비중, 상세 도면의 재질 변경 주기란, BOM란에 자동 반영시킨다. 따라서 재질이 반영된 모델은 단면 2차모멘트, 질량관성모멘트의 산출이 가능하다.

4.2 커플링 사이징(sizing)

(1) 커플링 모델 사이징을 위한 기능 요구조건 : 입력 항목을 최소화

토크를 전달하기 위한 축방향 쉐기박음하는 인너슬리브의 움직임량이 필요

로 하게 된다. 따라서 입력값으로 인너슬리브(inner sleeve)의 움직임량 입력이 추가되게 되며, 기존의 설계 계산식에서 임의의 값으로 커플링 내·외경값을 정하던 것을 식에 의해 산출함으로써 설계가 한층 쉽게 이루어 질 수 있도록 하였다. 즉 총 21개의 입력 Data가 필요 했던 것을 8개를 줄이고 1개를 추가 총 14 개의 입력 변수로서 설계가 가능하게 하였다.(Table 4.1)

Table 4.1 Input parameter for coupling design

번호	입력 변수	필요여부	비 고
1	엔진 최대토크	필요	X
2	안전 계수	필요	X
3	프로펠러 트러스트	필요	X
4	토크전달을 위한 슬리브 마찰압력	필요	X
5	마찰계수	필요	X
6	Outer sleeve 종탄성 계수	필요	X
7	Inner sleeve 종탄성 계수	필요	X
8	프로펠러 샤프트 종탄성 계수	필요	X
9	프로펠러 축 직경	필요	X
10	중공축 내경	필요	X
11	Outer sleeve 외경	계산에 의해 제거가능	O
12	Outer sleeve 내경	계산에 의해 제거가능	O
13	Inner sleeve 외경	추정하여 계산	O
14	Inner sleeve 내경	축과 동일한 내경	O
15	Inner sleeve와 샤프트사이의 간격	필요	X
16	스틸의 프와송 비	필요	X
17	커플링 테이퍼 량	필요	X
18	Inner sleeve 벽 두께	계산에 의해 제거	O
19	Inner sleeve와 축 사이의 접촉길이	계산에 의해 산출	O
20	커플링 너트 외경	계산에 의해 산출	O
21	커플링 너트 내경	계산에 의해 산출	O

(2) 커플링과 프로펠러 샤프트와의 접촉길이 산출

$$L = \frac{2 T_{\max}}{f \pi d_{isa}^2 p_{isok}}$$

여기서,

T_{\max} : 프로펠러 최대 토크

f : 마찰계수

p_{isok} : 토크전달을 위한 인너슬리브 외경의 접촉압력

부록 [2]의 식 (2.1) 이 위의 식으로 변경

(3) 인너슬리브 내경

커플링의 인너슬리브의 내경은 샤프트의 외경과 같고 다만 공차만 유지

$$d_{ii} = d$$

여기서, d_{ii} : 인너슬리브 내경, d : 샤프트 외경

(4) 인너슬리브 외경

$$\text{인너슬리브의 외경} = \text{샤프트 외경} \times 1.25$$

즉, 샤프트 외경의 125% 수준으로 맞춤.

(5) 슬리브 벽두께

$$\Delta = \frac{d_{isa} - d}{2}$$

(6) 커플링 너트 외경 산출

$$D_{nuto} = \text{커플링 외경} \times 0.8$$

(7) 커플링 너트 내경 산출

$$d_{nuti} = \text{인너슬리브 외경} \times 0.95 \quad (\text{※ 만올림 후 나사계산})$$

(8) 적분상수 커플링 계수값 산출

커플링 슬리브와 샤프트 사이의 적분상수 c_2 값 산출

$$c_2 = E_{sl} \times \left(\frac{\delta}{p_{isl} d} - \frac{c_1}{E_{osl}} \right)$$

(9) 상기 (8)에서 구한 c_2 값을 적용하여 *outer sleeve* 외경 값을 산출

즉, 부록 [A] "[2] Interference Deformation Calculations"의 식 2.5로부터 D 값을 산출

$$D = D_{oin} \times \sqrt{\frac{c_2 - \mu + 1}{c_2 - \mu - 1}}$$

D_{oin} : Outer sleeve 내경, 즉 Inner sleeve 외경과 같다.

일반적으로 설계자가 설계 S/W 를 쉽게 사용하기 위해서는 설계 입력 항목을 최소로 하는 것이 중요하다.

4.3 설계 자동화 결과물

Fig. 4.4	기술계산 결과 보고서
Fig. 4.5	커플링 3D 모델
Fig. 4.6	플랜지형 커플링 조립도면
Fig. 4.7	플랜지형 커플링 outer sleeve 제작도면
Fig. 4.8	플랜지형 커플링 inner sleeve 제작도면
Fig. 4.9	플랜지형 커플링 너트 제작도면
Fig. 4.10	플랜지형 커플링 개스킷 제작도면
Fig. 4.11 (A)	슬리브형 커플링 3차원 조립모델
Fig. 4.11 (B)	슬리브형 커플링 3차원 조립단면모델
Fig. 4.12	슬리브형 커플링 조립도면
Fig. 4.13	슬리브형 커플링 outer sleeve 제작도
Fig. 4.14	슬리브형 커플링 inner sleeve 제작도
Fig. 4.15	슬리브형 커플링 너트 제작도
Fig. 4.16	슬리브형 커플링 개스킷 제작도

DESIGN REPORT

Customer : Customer

Designed Date : 2007-12-18

Designed By : T.G Jang

1 샤프트 토크

T_m	9000	Nm	9,18367	kgf mm
-------	------	----	---------	--------

2 프로펠러 추력

F_r	12762.5	N	1302.3	Kgf
-------	---------	---	--------	-----

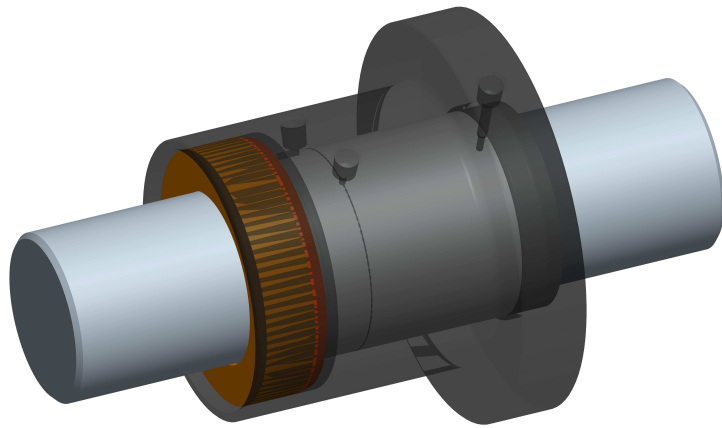
3 커플링 조립상태

축 외경부의 접촉압력	P_2	1.1E+08	N/m ²	1.1E+07	kgf/mm ²
원추형 부상 외경부의 접촉압력	P_1	8.4E+07	N/m ²	8547959	Kgf/mm ²
축상 구동거리	l_a	0.008	mm	0	mm
간극(Interference fit)	δ_{23}	6.5E-05	mm	0	mm
①과 ②의 접촉압력	P_{11}	1.1E+07	N/mm ²	1110765	Kgf/mm ²
구동압력	P_{DUP}	2.7E+07	N/mm ²	2736406	Kgf/mm ²
②의 외경 팽창력	F_{DUP}	153309	KN	15643.8	Kgf
①의 외경 팽창	δ_{SL}	4.75E-05	mm	4.75E-05	mm

4 커플링 부품별 응력

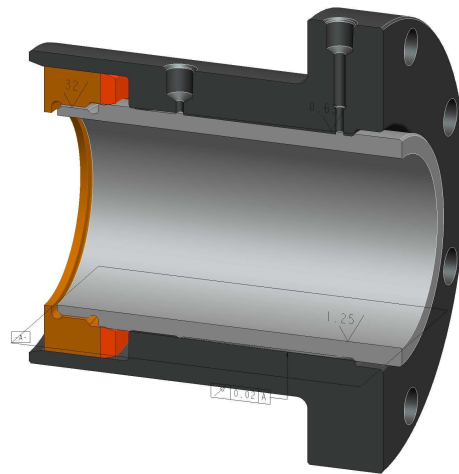
외측 슬리브				
1. 외측 슬리브의 안쪽면 응력			3.9E+07	N/mm ²
2. 외측 슬리브의 바깥쪽면 응력			-6E+07	N/mm ²
3. 토크로 부터 발생하는 아우터슬리브 안쪽면 전단응력			1.7E+07	N/mm ²
내측 슬리브				
4. 내측 슬리브의 바깥면 응력			3.8E+07	N/mm ²
5. 내측 슬리브의 바깥면의 반경방향 응력			9.5E+07	N/mm ²
6. 토크로 부터 발생하는 인너슬리브 바깥쪽면 전단응력			1.8E+07	N/mm ²
7. 안쪽슬리브의 바깥쪽 합성응력			8.8E+07	N/mm ²
8. 안쪽슬리브의 안쪽부분 둘레의 조합 응력			5.7E+07	N/mm ²
샤프트				
9. 샤프트의 바깥면 둘레의 응력			1.1E+08	N/mm ²
10. 샤프트의 안쪽면 둘레 응력			2.2E+08	N/mm ²
11. 샤프트 바깥면의 반경방향 응력			1.1E+08	N/mm ²
12. 토크전달로 인해 발생하는 샤프트 바깥면의 전단응력			1.3E+08	N/mm ²
13. 트러스트로 부터 발생하는 전단응력			406243	N/mm ²
14. 샤프트의 바깥면의 조합응력			2.5E+08	N/mm ²

Fig. 4.4 Result of design calculation



Active Part(2001-2009)

$\sqrt{1.0} = 1.0$
 $\sqrt{1.0} = 1.0$
 $\sqrt{1.0} = 1.0$
 $\sqrt{1.0} = 1.0$



Clipping Sketch

Fig. 4.5 Flange type hydraulically pressed coupling

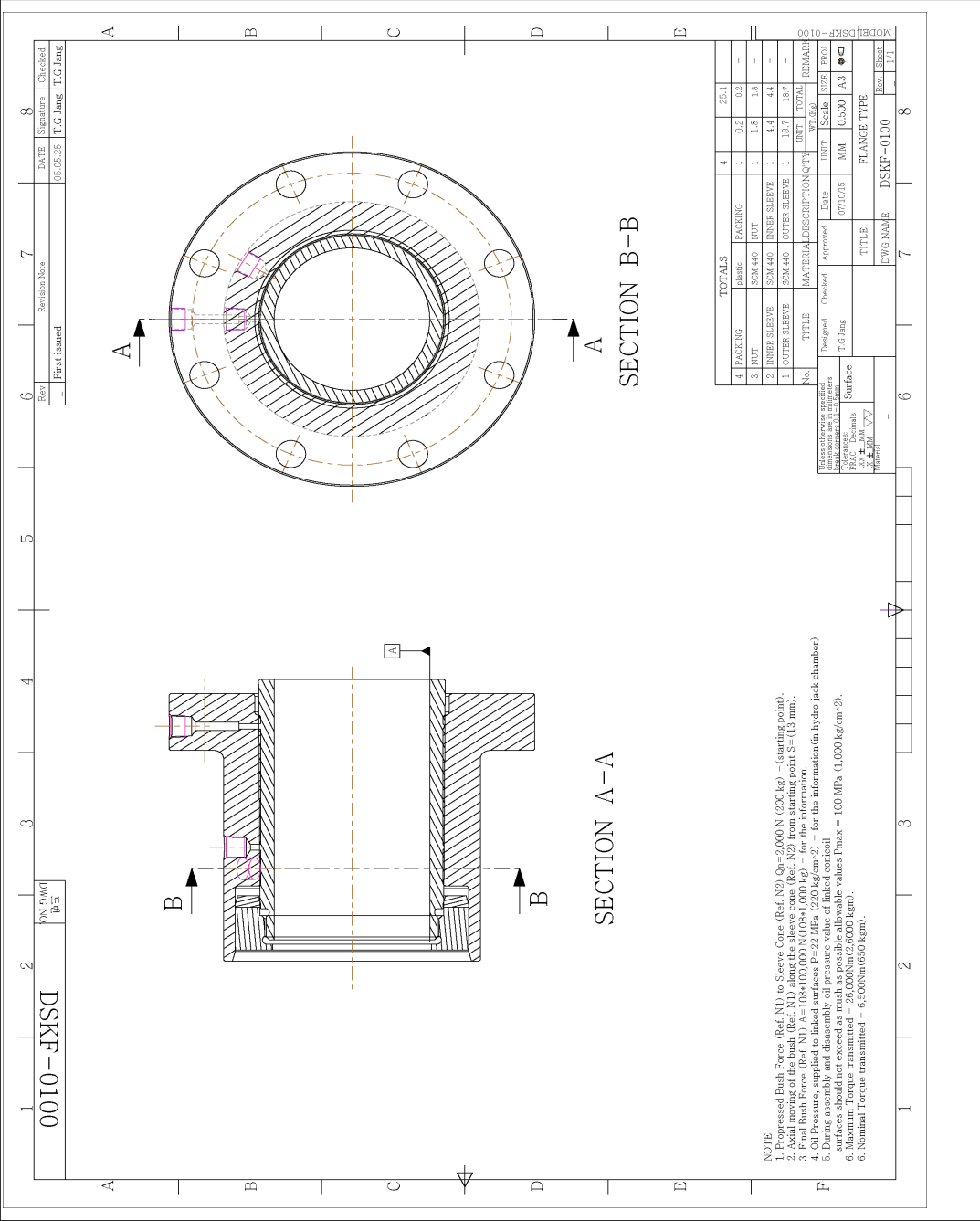
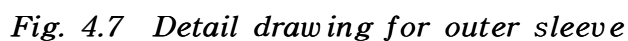


Fig. 4.6 Assembly drawing for flange type coupling



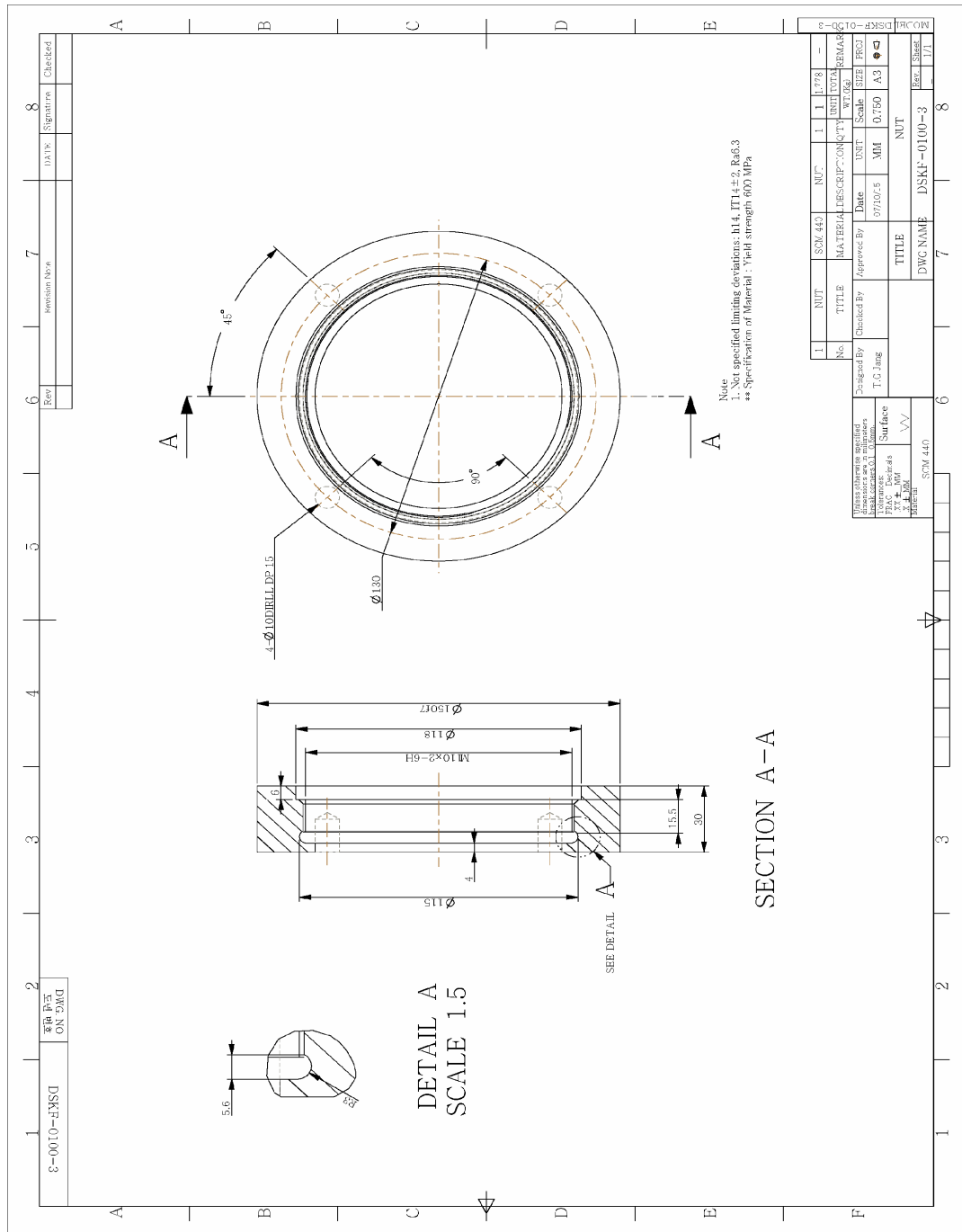
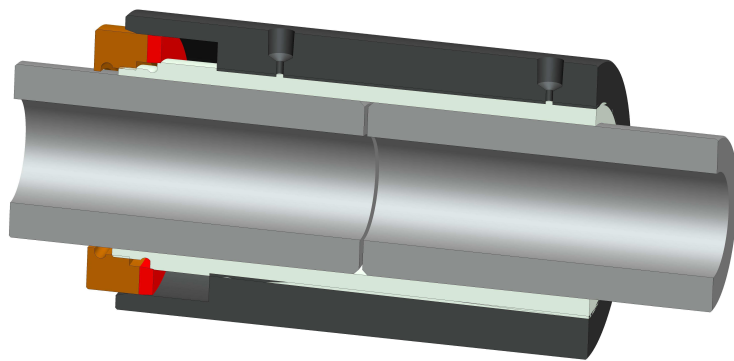
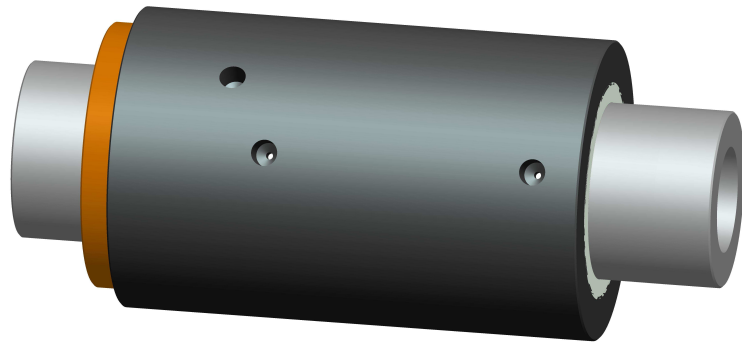
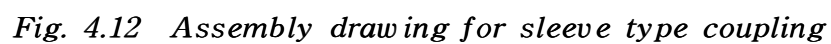


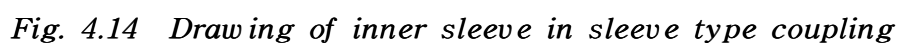
Fig. 4.9 Detail drawing for flange type coupling nut



Clipping Sheet-A

Fig. 4.11 Sleeve type coupling 3D model









제 5 장 결 론

기존의 수작업으로 수행하던 유압회로식 커플링의 설계에 IT를 접목하여 설계 생산성 향상으로 2~3 일 정도 소요되는 설계 기간을 단 몇 분 만에 정확한 설계가 가능하게 하였다.

설계한 결과는 기존의 Math CAD로 되어있는 수식을 그대로 사용함으로써 계산한 결과는 동일하며 수작업으로 계산식 입력값을 입력함에 따른 휴먼에러를 대폭 감소시켰으며 설계 변경에 따른 설계도면의 신속한 변경이 가능하게 하였다.

설계자동화 시스템에 대한 연구, 개발은 제품의 설계, IT의 다양한 지식(C, C++, Python, Data Base, 컴퓨터 시스템 메모리, COM)들을 골고루 갖추고 있어야 가능한 분야인 관계로 선진국에서는 활성화되어 있으나 우리나라에서는 아직 그렇지 못하다.

이상의 연구결과를 요약하면 아래와 같다.

- (1) 커플링 설계에 필요한 변수를 최소화 하여 몇 가지 데이터 입력만으로 기술계산에서부터 자동으로 최종 설계도면까지 자동으로 생성시킬 수 있게 하였다.
- (2) 재질정보 DB를 사용함으로써 설계자간의 재질정보 데이터를 공유할 수 있어 데이터 찾는 시간을 필요 없게 하였다.
- (3) 유압회로식 커플링 설계에 경험이 많지 않은 설계자도 동일한 설계 결과를 얻을 수 있다.
- (4) 기술계산식은 별도의 프로그램을 사용하는 것이 아니라 상용 기술계산 전

용 소프트웨어를 사용하여 프로그래밍 지식이 없는 설계자도 쉽게 수정하거나 로직을 변경할 수 있게 하였다.

- (5) 설계자동화에 대한 필요한 소프트웨어들을 대부분 사용하였으므로 설계자는 약간의 수정만으로 설계자동화 시스템을 구축할 수 있다.

이번 유압회임식 커플링의 설계자동화 시스템에 대한 연구에 사용한 각종 기법들 및 시스템 연계 기법들은 산업체 실무에서 경험한 내용들을 총 망라한 것들을 조합한 것으로서 선체, 압력용기, 항만크레인, 산업용 보일러, 담수 설비 등 각종 산업 분야에도 다양하게 응용할 수 있을 것으로 사료된다.

이를 위해서는 앞으로 기계 설계부분에 적극적으로 활용할 수 있는 체계적인 연구가 많이 필요한 분야라고 사료된다.

참 고 문 헌

- [1] Nam Pyo Suh, Axiomatic Design Methodology, Suh, Complexity: Theory and Applications, Oxford University Press, 2005.
- [2] David G. Ullman, The Mechanical Design Process, McGraw-Hill, p. 68, 2003.
- [3] Robin Dunn. wxPython IN Action, Manning Press, 2006.
- [4] 金基寅, 可變推進機用 推進軸系 시스템設計에 관한 研究, pp. 20~29, 78~84, 99~106, 2002, 한국해양대학교 석사학위논문.
- [5] Catalogues of OVAKO Couplings AB, Sweden.
- [6] Mark Hammond & Andy Robinson, Python Programming on Win 32. O'REILLY Press, 2000.
- [7] John Goerzen, Foundations of Python Network Programing pp. 16~65, 80~93, 289~305, 1992.
- [8] 황용근, 박용식, 곽규호 외, 발전기 설계자동화 시스템개발, 한국 CAD/CAM 학회 학술발표논문집, 2000.
- [9] MIL-STD-2189(SH), Design Methods for Naval Shipboard Systems, Section 243-1, Part 1, Propulsion Shafting, pp. 1~94, 1994.

- [10] NAVSHIPS 803-2145807, Standard Drawing of Propulsion Shafting & Components, McGraw-Hill Press, pp. 1C~9C, 1988.
- [11] Alex Martelli & David Ascher, Python Cookbook, p. 314, 2002.
- [12] ANSEL C.UGURAL, MECHANICAL DESIGN An Integrated Approach, pp. 666~669, 2004.
- [13] 김석렬, 이상현, 정연경, 이상화, 김형준, 3차원 지그 설계를 위한 부품 라이브러리 구축 및 도면 작성 편의 기능의 개발, 2004 한국 CAD/CAM 학회 학술발표 논문집, pp.131~140, 2004.
- [14] Chen, K. Z., Feng, X. A. and Ding, L., Intelligent approaches for generating assembly drawing from 3-D computer models of mechanical products, Computer-Aided Design, Vol 34, pp.347~355, 2002.
- [15] ABS Rules, Machinery Equipment and System, Part 4 Section 7, Propellers and Propulsion Shafting, pp.4/7.1~4/7.35, 2000.
- [16] Korean Register of Shipping, 한국선급규칙, 제 5 편, 3 장 축계 및 동력전달장치, pp.1~5, 1999. 05.

부 록

** 여기에 사용된 기술계산식은 일반화된 식으로써 커플링 설계자동화에서 기술계산 부분에 적용된다.

■ 커플링 설계자동화 시스템은 아래의 2가지 형식에 대해 설계를 수행하였으며 마지막 글자의 F는 플랜지형, S는 슬리브형 표식기호

[A] DSKS-XXX : 슬리브형 커플링

[B] DSKF-XXX : 플랜지형 커플링

■ 각 형식에 대해 다음과 같은 순서로 계산하였다.

- [1] Initial data
- [2] Interference deformation calculations
- [3] Stress calculation
 - (3.1) Outer sleeve
 - (3.2) Inner sleeve
 - (3.3) Shaft

[A. "DSKS-XXX" Type] (슬리브형 커플링)

SLEEVE TYPE COUPLING

CUSTOMER= ■

DESIGNED_DATE= ■

DESIGNED_BY= ■

[1]. Initial data

1.1 Engine power per shaft, kW

Propeller power per shaft, kW

Propeller shaft speed, rpm

1.2 shaft diameter, m

d = ■

1.3 Tme engine maximum torque, Nm Tme

Tme = ■

1.4. Maximum coupling DSKS transmitting torque, Nm Tmax

Tmax = ■

1.5 Propeller thrust, N Pt

Pt = ■

1.6 Safety coefficient $Sc := \frac{T_{max}}{T_{me}}$ Sc = ■

1.7 Friction coefficient f

f = ■

1.8 Number $\pi = 3.142$

1.9 Elasticity modulus of outer sleeve, Pa Eosl

Eosl = ■

1.10 Elasticity modulus of inner sleeve, Pa Eisl

Eisl = ■

1.11 Elasticity modulus of the shaft, Pa Esh

Esh = ■

1.12 Outside diameter of outer sleeve, m D

D = ■

1.13 Outside diameter of hollow shaft, m d

d = ■

1.14 Inside diameter of hollow shaft, m dhin

dhin = ■

1.15 Gap between shaft and inner sleeve, m $\lambda \lambda := ramda$

λ = ■

1.16 Poisson ratio for steel $\mu \mu := mu$

μ = ■

1.17 Taper factor for conic surfaces k

k = ■

1.18 Average outside diameter of the inner sleeve, m disa

disa = ■

1.19 Inside diameter of the outer sleeve, m Doin

Doin = ■

1.20 Inside diameter of inner sleeve, m dii := d

1.21 Thickness of the inner sleeve wall in the middle, m $\Delta := \frac{disa - d}{2}$
delta := **Δ**

Δ = ■

1.22 Contact length of inside cylindrical surface of the outer sleeve, m

L L = 1 L

1.23 Outside diameter of the nut, m Dnuto

Dnuto = ■

1.24 Inside diameter of the nut, m dnuti

dnuti = ■

[2]. Interference deformation calculations

2.1 Contact pressure on outside surface of the inner sleeve to transfer Tmax

$$p_{sok} := 2 \cdot \frac{T_{max}}{f \cdot L \cdot \pi \cdot d_{isa}^2} \quad p_{sok} = \blacksquare$$

2.2 Contact pressure on the shaft surface to transfer torque

$$p_k := 2 \cdot \frac{T_{max}}{f \cdot L \cdot \pi \cdot d^2} \quad p_k = \blacksquare$$

2.3 Contact pressure on outer surface of inner sleeve to delete gap between sleeve and shaft

$$p_{soh} := \frac{2E_{isl} \lambda \cdot \Delta}{d^2} \quad p_{soh} = \blacksquare$$

2.4 Summary pressure on outside surface of inner sleeve

$$p_{Sk} := p_{sok} + p_{soh} \quad p_{Sk} = \blacksquare$$

2.5 Size coefficient for coupling (sleeves and shafts)

$$c1 := \frac{1 + \left(\frac{d_{hin}}{D_{oin}}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{hin}}{D_{oin}}\right)^2} - \mu \quad c2 := \frac{1 + \left(\frac{D_{oin}}{D}\right)^2}{1 - \left(\frac{D_{oin}}{D}\right)^2} + \mu \quad c1 = \blacksquare$$

$$c2 = \blacksquare$$

2.6 Summary interference fit under pressure to transfer torque

$$\delta := \left(\frac{c1}{E_{osl}} + \frac{c2}{E_{sh}} \right) \cdot p_{Sk} \cdot d \quad \delta = \blacksquare$$

2.7 Drive-up length

$$s := \frac{\delta + \lambda}{\frac{1}{80}} \quad s = \blacksquare$$

2.8 Drive up force

$$F_{drf} := \pi \cdot D_{oin} \cdot p_{Sk} \cdot L \cdot \left(\frac{k}{2} + 0.0365 \right) \quad F_{drf} = \blacksquare$$

2.9. Drive up pressure.

$$p_{drf} := \frac{F_{drf} \cdot 4}{\pi \cdot (D_{nuto}^2 - d_{nuti}^2)} \quad p_{drf} = \blacksquare$$

2.10 Outside diameter expansion of the outer sleeve.

$$\Delta_{eoD} := \frac{2 \cdot p_{iSk} \cdot D_{oin} \cdot \frac{D_{oin}}{D}}{E_{os1} \cdot \left[1 - \left(\frac{D_{oin}}{D} \right)^2 \right]} \quad \Delta_{eoD} = \blacksquare$$

$$\text{delta_eod} := \Delta_{eoD}$$

[3]. Stress Calculations

3.1 Outer Sleeve

3.1.1 Circumference stresses on the inside surface of outer sleeve .

$$\sigma_{Di} := \frac{1 + \left(\frac{D_{oin}}{D}\right)^2}{1 - \left(\frac{D_{oin}}{D}\right)^2} \cdot \pi S_k$$

$$\sigma_{Di} = \sigma_{Di}$$

$$\sigma_{Di} := \sigma_{Di}$$

3.1.2 Circumference stresses on the outside surface of outer sleeve surface.

$$\sigma_D := \frac{2 \pi S_k}{\left(\frac{D^2}{d_{isa}^2} - 1\right)}$$

$$\sigma_D = \sigma_D$$

$$\sigma_D := \sigma_D$$

3.1.3 Shear stresses on inner surface of outer sleeve from torque

$$\tau_{oi} := \frac{5.093 T_{max} D_{oin}}{D^4 - d_{ii}^4}$$

$$\tau_{oi} = \tau_{oi}$$

$$\tau_{oi} := \tau_{oi}$$

3.2 Inner Sleeve

3.2.1 Circumference stresses on the outer surface of the inner sleeve

$$\sigma_{ciso} := \frac{1 + \left(\frac{d_{isa}}{D}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{isa}}{D}\right)^2} \cdot \pi S_k$$

$$\sigma_{ciso} = \sigma_{ciso}$$

$$\sigma_{ciso} := \sigma_{ciso}$$

3.2.2 Radial stresses on the outer surface of the inner sleeve

$$\sigma_{riso} := \pi S_k$$

$$\sigma_{riso} = \sigma_{riso}$$

$$\sigma_{riso} := \sigma_{riso}$$

3.2.3 Shear stresses on outer surface of inner sleeve from torque

$$\tau_{tio} := \frac{5.093 T_{max} d_{isa}}{D^4 - d^4}$$

$$\tau_{tio} = \tau_{tio}$$

$$\tau_{tio} := \tau_{tio}$$

3.2.4 Equivalent stresses of outer surface of the inner sleeve

$$\sigma_{eqii} := \sqrt{\sigma_{riso}^2 + \sigma_{ciso}^2 - \sigma_{riso} \cdot \sigma_{ciso} + 3 \tau_{tio}^2}$$

$$\sigma_{eqii} = \sigma_{eqii}$$

$$\sigma_{eqii} := \sigma_{eqii}$$

3.2.5. Circumference stresses on the inner surface of the inner sleeve

$$\sigma_{cisi} := \frac{1 + \left(\frac{d_{ii}}{D}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{ii}}{D}\right)^2} \cdot p_k \quad \sigma_{cisi} = \blacksquare$$

$$\sigma_{cisi} := \sigma_{cisi}$$

3.3 Shaft

3.3.1. Circumference stresses on the outside surface of the shaft.

$$\sigma_{cd} := \frac{1 + \left(\frac{d_{hin}}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{hin}}{d}\right)^2} \cdot p_k \quad \sigma_{cd} = \blacksquare$$

$$\sigma_{cd} := \sigma_{cd}$$

3.3.2 Circumference stresses on the inside surface of the shaft

$$\sigma_{chi} := \frac{2 \cdot p_k}{1 - \left(\frac{d_{hin}}{d}\right)^2} \quad \sigma_{chi} = \blacksquare$$

$$\sigma_{chi} := \sigma_{chi}$$

3.3.3 Radial stresses on the shaft outer surface

$$p_k = \blacksquare \quad \sigma_{rho} := p_k$$

3.3.4. Shear stresses on the shaft outer surface because of torque transferring

$$\tau_{sh} := \frac{5.093 \cdot T_{max} \cdot d}{d^4 - d_{hin}^4} \quad \tau_{sh} = \blacksquare$$

$$\tau_{sh} := \tau_{sh}$$

3.3.5 Shaft stresses from thrust

$$\sigma_{Pt} := \frac{P_t}{\pi (d^2 - d_{hin}^2)} \quad \sigma_{Pt} = \blacksquare$$

$$\sigma_{Pt} := \sigma_{Pt}$$

3.3.6. Equivalent stresses of outside surface of the shaft

$$\sigma_{eqho} := \sqrt{\sigma_{rho}^2 + \sigma_{cd}^2 - \sigma_{rho} \cdot \sigma_{cd} + 3 \cdot \tau_{sh}^2} \quad \sigma_{eqho} = \blacksquare$$

$$\sigma_{eqho} := \sigma_{eqho}$$

[B. "DSKF-XXX" Type] (플랜지형 커플링)

FLANGE TYPE COUPLING

CUSTOMER=

DESIGNED_DATE=

DESIGNED_BY=

[1].Initial data:

1.1 Engine power per shaft, kW

1.2 shaft diameter, m

d =

1.3 Tme engine maximum torque, Nm Tme

Tme =

1.4 Maximum coupling DSKF- transmitting torque, Nm Tmax

Tmax =

1.5 Propeller thrust, N Pt Pt := 2.6×10^4

Pt = 2.6×10^4

1.6 Safety coefficient Sc := $\frac{T_{max}}{T_{me}}$

Sc =

1.7 Friction coefficient f

f =

1.8 Number $\pi = 3.142$

1.9 Elasticity modulus of outer sleeve, Pa Eosl

Eosl =

1.10 Elasticity modulus of inner sleeve, Pa Eisl

Eisl =

1.11 Elasticity modulus of the shaft, Pa Esh

Esh =

1.12 Outside diameter of outer sleeve, m D

D =

1.13 Outside diameter of hollow shaft, m d

d =

1.14 Inside diameter of hollow shaft, m dhin

dhin =

1.15 Gap between shaft and inner sleeve, m λ $\lambda := ramda$

λ =

1.16 Poisson ratio for steel μ $\mu := mu$

μ =

1.17 Taper factor for conic surfaces k

k =

1.18 Average outside diameter of the inner sleeve, m disa

disa =

1.19 Inside diameter of the outer sleeve, m Doin

Doin =

1.20 Inside diameter of inner sleeve, m dii := d

dii =

1.21 Thickness of the inner sleeve wall in the middle, m $\Delta := \frac{disa - d}{2}$

Δ =

delta := Δ

1.22 Contact length of inside cylindrical surface of the outer sleeve, m L L = 1 L

1.23 Outside diameter of the nut, m Dnuto

Dnuto =

1.24 Inside diameter of the nut, m dnuti

dnuti =

[2] Interference Deformation Calculations

2.1 Contact pressure on outside surface of the inner sleeve to transfer Tmax

$$pisok := 2 \cdot \frac{Tmax}{f \cdot L \cdot \pi \cdot disa^2} \quad pisok = \blacksquare$$

2.2 Contact pressure on the shaft surface to transfer torque

$$pk := 2 \cdot \frac{Tmax}{f \cdot L \cdot \pi \cdot d^2} \quad pk = \blacksquare$$

2.3 Contact pressure on outer surface of inner sleeve to delete gap between sleeve and shaft

$$pisoh := \frac{2Eisl \cdot \lambda \cdot \Delta}{d^2} \quad pisoh = \blacksquare$$

2.4 Summary pressure on outside surface of inner sleeve

$$piSk := pisok + pisoh \quad piSk = \blacksquare$$

2.5. Size coefficient for coupling (sleeves and shafts)

$$c1 := \frac{1 + \left(\frac{d_{hin}}{Doin}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{hin}}{Doin}\right)^2} - \mu \quad c2 := \frac{1 + \left(\frac{Doin}{D}\right)^2}{1 - \left(\frac{Doin}{D}\right)^2} + \mu \quad c1 = \blacksquare$$

$$c2 = \blacksquare$$

2.5.1 - F Size coefficient for coupling (sleeves and shafts)

$$c1F := \frac{1 + \left(\frac{d_{hin}}{DoinF}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{hin}}{DoinF}\right)^2} - \mu \quad c2F := \frac{1 + \left(\frac{DoinF}{DF}\right)^2}{1 - \left(\frac{DoinF}{DF}\right)^2} + \mu \quad c1F = \blacksquare$$

$$c2F = \blacksquare$$

2.6 Summary interference fit under pressure to transfer torque

$$\delta := \left(\frac{c1}{Eosl} + \frac{c2}{Esh} \right) \cdot pk \cdot d \quad \delta = \blacksquare$$

2.6.1 - F Summary interference fit under pressure to transfer torque

$$\delta F := \left(\frac{c1F}{Eosl} + \frac{c2F}{Esh} \right) \cdot pk \cdot d \quad \delta F = \blacksquare$$

$$\delta FF := 0.15 \cdot \delta F + 0.85 \cdot \delta$$

$$t_delta := \delta FF$$

2.7 - F Drive-up length

$$s := \frac{\delta F F + \lambda}{\frac{1}{80}} \quad \delta F = \text{■} \quad \delta F := s \quad s := \text{■}$$

2.8 Drive up force

$$F_{drf} := \pi \cdot D_{oin} \cdot \pi S k L \cdot \left(\frac{k}{2} + 0.0365 \right) \quad F_{drf} = \text{■}$$

2.9 Drive up pressure

$$p_{drf} := \frac{F_{drf} \cdot 4}{\pi \cdot (D_{nuto}^2 - d_{nuti}^2)} \quad p_{drf} = \text{■}$$

2.10 Outside diameter expansion of the outer sleeve

$$\Delta_{eoD} := \frac{2 \cdot \pi S k \cdot D_{oin} \cdot \frac{D_{oin}}{D}}{E_{osl} \cdot \left[1 - \left(\frac{D_{oin}}{D} \right)^2 \right]} \quad \Delta_{eoD} = \text{■} \quad \text{delta_eod} := \Delta_{eoD}$$

[3]. Stress Calculations

3.1 Outer Sleeve

3.1.1 Circumference stresses on the inside surface of outer sleeve .

$$\sigma_{Di} := \frac{1 + \left(\frac{D_{oin}}{D}\right)^2}{1 - \left(\frac{D_{oin}}{D}\right)^2} \cdot \pi S_k$$

$$\sigma_{Di} = \blacksquare$$

$$\text{sigma_tDi} := \sigma_{Di}$$

3.1.2 Circumference stresses on the outside surface of outer sleeve surface.

$$\sigma_{Do} := \frac{2 \cdot \pi S_k}{\left(\frac{D^2}{d_{isa}^2} - 1\right)}$$

$$\sigma_{Do} = \blacksquare$$

$$\text{sigma_tD} := \sigma_{Do}$$

3.1.3 Shear stresses on inner surface of outer sleeve from torque

$$\tau_{oi} := \frac{5.093 T_{max} D_{oin}}{D^4 - d_{ii}^4}$$

$$\tau_{oi} = \blacksquare$$

$$\text{taw_tDi} := \tau_{oi}$$

3.2 Inner Sleeve

3.2.1. Circumference stresses on the outer surface of the inner sleeve

$$\sigma_{ciso} := \frac{1 + \left(\frac{d_{isa}}{D}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{isa}}{D}\right)^2} \cdot \pi S_k$$

$$\sigma_{ciso} = \blacksquare$$

$$\text{sigma_ciso} := \sigma_{ciso}$$

3.2.2 Radial stresses on the outer surface of the inner sleeve

$$\sigma_{riso} := \pi S_k$$

$$\sigma_{riso} = \blacksquare$$

$$\text{sigma_riso} := \sigma_{riso}$$

3.2.3 Shear stresses on outer surface of inner sleeve from torque

$$\tau_{io} := \frac{5.093 T_{max} d_{isa}}{D^4 - d^4}$$

$$\tau_{io} = \blacksquare$$

$$\text{taw_tio} := \tau_{io}$$

3.2.4 Equivalent stresses of outer surface of the inner sleeve

$$\sigma_{eqii} := \sqrt{\sigma_{riso}^2 + \sigma_{ciso}^2 - \sigma_{riso} \cdot \sigma_{ciso} + 3 \cdot \tau_{io}^2}$$

$$\sigma_{eqii} = \blacksquare$$

$$\text{sigma_eqii} := \sigma_{eqii}$$

3.2.5 Circumference stresses on the inner surface of the inner sleeve

$$\sigma_{cisi} := \frac{1 + \left(\frac{d_{ii}}{D}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{ii}}{D}\right)^2} \cdot p_k \quad \sigma_{cisi} = \blacksquare$$

$$\text{sigma_cisi} := \sigma_{cisi}$$

3.3 Shaft

3.3.1. Circumference stresses on the outside surface of the shaft.

$$\sigma_{cd} := \frac{1 + \left(\frac{d_{hin}}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{hin}}{d}\right)^2} \cdot p_k \quad \sigma_{cd} = \blacksquare$$

$$\text{sigma_cd} := \sigma_{cd}$$

3.3.2 Circumference stresses on the inside surface of the shaft

$$\sigma_{chi} := \frac{2 \cdot p_k}{1 - \left(\frac{d_{hin}}{d}\right)^2} \quad \sigma_{chi} = \blacksquare$$

$$\text{sigma_chi} := \sigma_{chi}$$

3.3.3 Radial stresses on the shaft outer surface

$$p_k = \blacksquare \quad \sigma_{rho} := p_k$$

3.3.4 Shear stresses on the shaft outer surface because of torque transferring

$$\tau_{sh} := \frac{5.093 T_{max} d}{d^4 - d_{hin}^4} \quad \tau_{sh} = \blacksquare$$

$$\text{tau_sh} := \tau_{sh}$$

3.3.5 Shaft stresses from thrust

$$\sigma_{Pt} := \frac{P_t}{\pi (d^2 - d_{hin}^2)} \quad \sigma_{Pt} = \blacksquare$$

$$\text{sigma_Pt} := \sigma_{Pt}$$

3.3.6 Equivalent stresses of outside surface of the shaft

$$\sigma_{eqho} := \sqrt{\sigma_{rho}^2 + \sigma_{cd}^2 - \sigma_{rho} \cdot \sigma_{cd} + 3 \cdot \tau_{sh}^2} \quad \sigma_{eqho} = \blacksquare$$

$$\text{sigma_eqho} := \sigma_{eqho}$$